



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE
LABORATORIJ ZA TOPLINU I TOPLINSKE UREĐAJE
IVANA LUČIĆA 5, 10000 ZAGREB



ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo, dipl. ing.

Student:

Mario Majdandžić

Zagreb, 2015

SAŽETAK RADA

U završnom radu detaljno je opisana dizalica topline voda - voda koja je namijenjena za potrebe sustava grijanja i pasivnog hlađenja poslovnog dijela trgovačkog centra, površine 1728 m² na području grada Zagreba, te način njezina rada. Kao toplinski izvor, dizalica topline se koristi podzemnom vodom temperature 13 °C.

U prvom dijelu se nalazi proračun toplinskog opterećenja trgovačkog centra koji se sastoji od proračuna toplinskih gubitaka zimi prema pojednostavljenoj normi EN 12 831 te proračuna toplinskih dobitaka ljeti prema normi VDI 2078. U drugom dijelu je prikazan proračun komponenti dizalice topline. Na temelju proračuna toplinskog opterećenja dobiveni su podaci o potrebnom učinku kondezatora, isparivača i kompresora te su na osnovu toga dane konačne dimenzije izmjenjivača i njima pripadajući padovi tlaka. Proveden je i opisan odabir glavnih komponenti rashladnog sustava te su u prilogu prikazani shema spajanja s automatskom regulacijom te dispozicijski crtež.

Također je prikazan raspored regala i masa prehrambenih proizvoda koja se skladišti u komori za duboko zamrzavanje. Komora je namijenjena za skladištenje smrznutog voća i povrća.

Ključne riječi: dizalica topline voda-voda, pasivno hlađenje, proračun komponenti sustava

SUMMARY

The theme of this final paper, the heat pump water-water that is intended for heating and passive cooling of the business part of the shopping center of estimated area 1728 m² , location of the shopping center is in Zagreb, and the manner of its operation. Water from borehole measuring temperature of 13 °C is used as a coolant.

First part of final paper describes calculation procedure of heat demands for summer and winter conditions. Calculation for winter regime is done with norm EN 12831, and summer regime is done by norm VDI 2078. In second part characteristics of condenser, evaporator and compressor are calculated and designed from values which we got from heating and cooling demands. It was carried out and described the selection of the main components of the cooling system and the attached display connection diagrams with automatic regulation and disposition drawing.

It also shows the distribution of shelves and amount of food products to be stored in the freezers. The chamber is designed for the storage frozen fruits and vegetables.

Key words: water-water heat pump, passive cooling, calculation of system components

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i koristeći navedenu literaturu.

Zahvaljujem se svome mentoru, prof. dr. sc. Vladimiru Soldi za svu pruženu pomoć prilikom pisanja ovog rada te svojoj obitelji i prijateljima za podršku i razumijevanje tijekom dosadašnjeg studiranja.

Mario Majdandžić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **MARIO MAJDANDŽIĆ**

Mat. br.: 0035177137

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

Dizalica topline voda-voda za grijanje i hlađenje poslovne zgrade

Naslov rada na
engleskom jeziku:

Water-to-water heat pump for heating and cooling of commercial building

Opis zadatka:

Za potrebe poslovne zgrade na području grada Zagreba potrebno je projektirati sustav grijanja i hlađenja dizalicom topline voda-voda. Kao izvor/ponor topline koristi se podzemna voda.

Poslovni prostor površine 1850 m² čine konferencijska dvorana, uredi i skladišni prostor. Za ogrjevnno/rashladna tijela po prostorijama koristiti ventilokonvektore.

Građevinske podloge zgrade preuzeti kod mentora.

Rad treba sadržavati:

1. Toplinsko i rashladno opterećenje prostora.
2. Toplinski proračun komponenti dizalice topline.
3. Tehničku, ekonomsku i ekološku analizu dizalice topline voda-voda u odnosu na konvencionalne sustave grijanja.
4. Shemu spajanja i automatske regulacije sustava grijanja i hlađenja.
5. Dispozicijski crtež dizalice topline.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

5. svibnja 2015.

Rok predaje rada:

2. rok: 17. rujna 2015.

Predviđeni datumi obrane:

2. rok: 21., 22., i 23. rujna 2015.

Zadatak zadao:

Dr.sc. Vladimir Soldo, izv.prof.

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

Popis slika	1
Popis tablica	2
Popis oznaka	3
1. Uvod	4
2. Dizalice topline	5
2.1. Način rada dizalice topline	7
2.1.1. Monovalentni način rada dizalice topline	7
2.1.2. Bivalentno-paralelni način rada dizalice topline	8
2.1.3. Bivalentno-alternativni način rada dizalice topline	8
2.2. Izvori topline za dizalice topline	9
2.2.1. Izvor topline: zrak	10
2.2.2. Izvor topline: voda	11
2.2.3. Izvor topline: tlo	13
3. Proračun toplinskog opterećenja trgovačkog centra	18
3.1. Proračun gubitaka topline - zima	18
3.1.1. Transmisijski toplinski gubici Φ_T u pojednostavljenom postupku proračuna:	19
3.1.2. Ventilacijski toplinski gubici Φ_V u pojednostavljenom postupku proračuna	23
3.2. Proračun dobitaka topline – ljeto [10]	26
3.2.1. Unutrašnji izvori topline Q_I	26
3.2.2. Vanjski izvori topline Q_A	28
3.2.3. Transmisija topline kroz zidove i prozore Q_W	28
3.2.4. Zračenje kroz staklene površine-prozore Q_s	30
3.2.5. Ventilacija Q_h	31
4. Komora za duboko zamrzavanje	36
4.1. Proračun rashladne komore smrznutih proizvoda	37
5. Proračun komponenti dizalice topline	39
5.1. Termodinamički proračun Shell&Tube kondenzatora	42
5.2. Termodinamički proračun pločastog kondenzatora [15]	52
5.3. Proračun pločastog isparivača	63
5.4. Odabir kompresora	70
5.5. Proračun međuizmjenjivača	71
6. Proračun cjevovoda	73
7. Ekonomska analiza	76
8. Specifikacija opreme	78
9. Zaključak	80
10. Literatura	81

Popis slika

<i>Slika 1. Načelo rada ljevokretnog procesa [2]</i>	<i>5</i>
<i>Slika 2. Monovalentni način rada dizalice topline [3].....</i>	<i>7</i>
<i>Slika 3. Bivalentno-paralelni način rada dizalice topline [3]</i>	<i>8</i>
<i>Slika 4. Bivalentno-alternativni način rada dizalice topline [3]</i>	<i>9</i>
<i>Slika 5. Djelotvornost i raspoloživost izvora topline [3].....</i>	<i>10</i>
<i>Slika 6. Dizalica topline sa zrakom kao toplinskim spremnikom [3].....</i>	<i>11</i>
<i>Slika 7. Dizalica topline sa površinskom vodom kao izvorom topline [3].....</i>	<i>12</i>
<i>Slika 8. Dizalica topline sa podzemnom vodom kao izvorom topline [3]</i>	<i>13</i>
<i>Slika 9. Dizalica topline sa podzemnom vodom kao izvorom topline [3]</i>	<i>14</i>
<i>Slika 10. Dizalica topline s tlom kao toplinskim spremnikom-horizentalna izvedba [3].....</i>	<i>15</i>
<i>Slika 11. Lagani regali [5]</i>	<i>36</i>
<i>Slika 12. Tlocrt hladionice sa svim dimenzijama i rasporedom regala.....</i>	<i>37</i>
<i>Slika 13. Plastična transportna kutija [7]</i>	<i>38</i>
<i>Slika 14. Shema dizalice topline sa vodom kao toplinskim izvorom.....</i>	<i>39</i>
<i>Slika 15. Karakteristične točke u T-s dijagramu</i>	<i>40</i>
<i>Slika 17. Karakteristične točke u log p-h dijagramu.....</i>	<i>40</i>
<i>Slika 18. Shematski prikaz kondenzatora s cijevima u plaštu.....</i>	<i>42</i>
<i>Slika 19. Orebrenje bakrene cijevi [13].....</i>	<i>48</i>
<i>Slika 20. Dimenzije kondenzatora</i>	<i>51</i>
<i>Slika 21. Shema pločastog kondenzatora.....</i>	<i>52</i>
<i>Slika 22. Pločasti kondenzator – dimenzije.....</i>	<i>62</i>
<i>Slika 23. Pločasti kompaktni isparivač.....</i>	<i>63</i>
<i>Slika 24. Dimenzije pločastog isparivača.....</i>	<i>69</i>
<i>Slika 25. Kompresor Bitzer 20 kW</i>	<i>70</i>
<i>Slika 26. Dijagram međuizmjenjivača.....</i>	<i>71</i>

Popis tablica

Tablica 1. Mogućnosti primjene dizalice topline u sustavima grijanja [4]	16
Tablica 2. Podaci o zgradi (jedna zona)	19
Tablica 3. Vanjska projektna temperatura θ_e – ZIMA.....	20
Tablica 4. Temperaturni korekcijski faktori f_k za toplinske gubitke prema različitim okolnim plohama ili područjima	21
Tablica 5. Pojednostavljeni postupak proračuna transmisijskih gubitaka topline prema EN12831	22
Tablica 6. Potreban broj izmjena zraka I_z	24
Tablica 7. Pojednostavljeni postupak proračuna ventilacijskih gubitaka topline.....	25
Tablica 8. Toplina koju odaju ljudi QP (VDI 2078).....	26
Tablica 9. Toplina koju odaju različiti električni uređaji QM (VDI 3804).....	27
Tablica 10. Vanjska projektna temperatura θ_e i relativna vlažnost zraka ϕ_e – LJETO	29
Tablica 11. Radni parametri.....	31
Tablica 12. Pojednostavljeni postupak proračuna unutarnjih dobitaka topline	33
Tablica 13. Pojednostavljeni postupak proračuna vanjskih dobitaka topline.....	34
Tablica 14. Veličine stanja radne tvari u karakterističnim točkama procesa [11].....	41
Tablica 15. Tehnički podaci kompresora	70
Tablica 16. Režimi rada međuizmjenjivača.....	72
Tablica 17 . Parametri energetske analize grijanja stambene zgrade različitim izvorima toplinske energije.....	76
Tablica 18. Parametri ekonomske analize grijanja stambene zgrade različitim izvorima toplinske energije.....	77
Tablica 19. Specifikacija opreme	78

Popis oznaka

Oznaka	Jedinica	Opis
Φ	W	Toplinski tok
A	m ²	Površina plohe
Θ	°C	Temperatura
U	W/(m ² K)	Koeficijent prolaza topline
I	h ⁻¹	Broj izmjena zraka
ρ	kg/m ³	Gustoća
c	J/(kgK)	Specifični toplinski kapacitet
h	kJ/kg	Entalpija
φ	%	Relativna vlažnost zraka
s	kJ/(kgK)	Entropija
q_m	kg/s	Maseni protok
P	W	Električna snaga
w	m/s	Brzina
q	W/m ²	Gustoća toplinskog toka
k	W/(m ² K)	Koeficijent prolaza topline
P	Pa	Tlak
δ	m	Debljina stjenke cijevi
λ	W/(mK)	Koeficijent toplinske provodnosti
τ	h	Vrijeme
μ	Pa s	Dinamički viskoznost
ν	m ² /s	Kinematčka viskoznost
ξ	[-]	Faktor trenja
Ψ_c	[-]	Koeficijent

1. Uvod

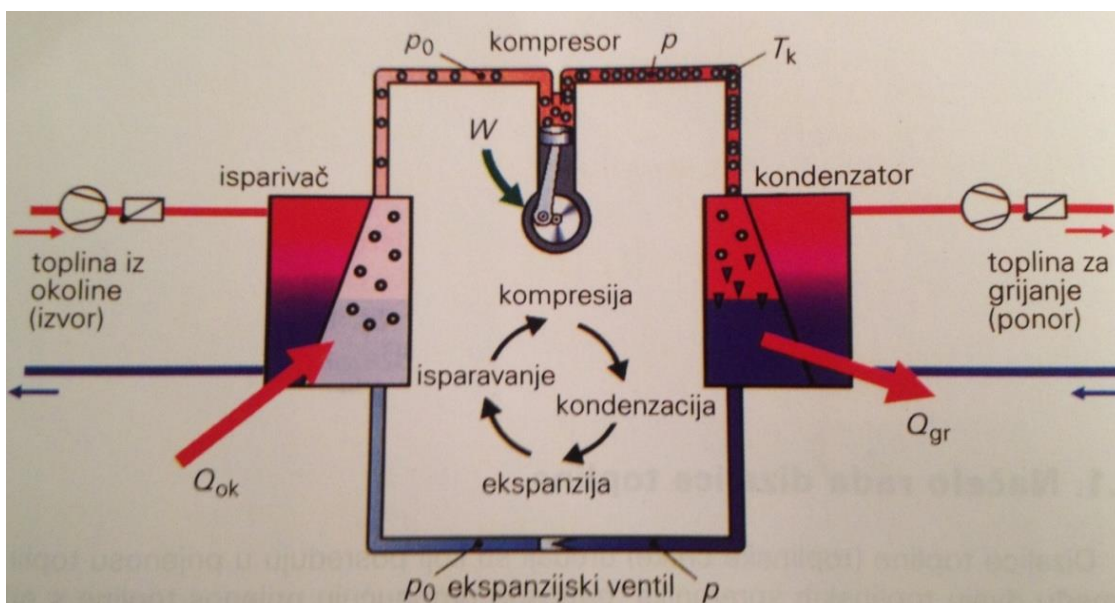
U današnje vrijeme ekonomske krize ključna je stvar znati upravljati prirodnim resursima prvenstveno zbog toga što svjetska populacija raste, a time i potrošnja energije. Prema zakonu ponude i potražnje cijena fosilnih goriva posljednjih godina ubrzano raste pa se time javlja potreba za alternativnim izvorima energije odnosno obnovljivim izvorima energije. Upravo zbog toga, što fosilnih goriva ima u ograničenim zalihama i što prilikom njihova izgaranja dolazi do oslobađanja velike količine CO₂ čime se onečišćujuće okoliš, je primjena obnovljivih izvora postala imperativ u današnjem svijetu.

Dizalice topline su uređaji koji posreduju u prijenosu topline između dvaju toplinskih spremnika, odnosno omogućuju prijenos topline s niže na višu temperaturnu razinu pomoću ljevokretnog kružnog procesa te time služe za dobivanje ogrjevnog odnosno rashladnog učina.

2. Dizalice topline

Dizalice topline, slika 1, svoj rad temelje na termodinamičkom kružnom procesu odgovarajuće radne tvari (npr. R410A, R407C, R290). Pri tome u isparivaču dolazi do izmjene topline s odgovarajućim okolnim medijem (toplinskim izvorom) za što u pravilu služe podzemne ili površinske vode (more, jezera, rijeke i sl.), slojevi tla ili okolni zrak, gdje pod niskim tlakom i temperaturom radna tvar apsorbira toplinsku energiju iz okoliša koju kompresor podiže na viši nivo temperature i tlaka. U kondenzatoru dolazi do izmjene topline u kojem radna tvar predaje toplinu ogrjevnom mediju sustava grijanja i pripreme potrošne tople vode. Nakon toga se u ekspanzijskom (prigušnom) ventilu smanjuje tlak (temperatura pada) i radna tvar ponovno dolazi u isparivač, čime je kružni proces zatvoren pa se postupak ponavlja. [2]

Zanimljivo, dizalica topline čak i pri temperaturama ispod 0°C može izvući toplinu iz okolnog zraka, a zahvaljujući modernim inverterskim kompresorima, režim rada proteže se do čak -25°C , čime je zajamčeno funkcioniranje sustava bez obzira na poziciju objekta i vanjsku temperaturu. [1]



Slika 1. Načelo rada ljevokretnog procesa [2]

Koriste se za niskotemperaturno grijanje i zagrijavanje PTV-a. Proces dizalice topline istovjetan je ljevokretnom rashladnom procesu.

Učinak kondenzatora – ogrjevni učinak DT:

$$\Phi_{\text{kondenzatora}} = \Phi_{\text{isparivača}} + P_{\text{kompresora}} \quad (2-1)$$

Pravilo koje vrijedi je: što je manja temperaturna razlika između temperature toplinskog izvora (zrak, voda, tlo) i temperature toplinskog ponora (zraka ili vode koja se grije), to će veći biti učinak grijanja i manja snaga kompresora, odnosno bit će veći toplinski množitelj.

Toplinski množitelj (COP) ili faktor grijanja dizalice topline definiran je izrazom:

$$\varepsilon_{gr}(COP) = \frac{\Phi_{kond}}{P_{komp}} \quad (2-2)$$

Prosječni nominalni toplinski množitelj, ovisno o temperaturama toplinskog izvora i ponora, najčešće doseže vrijednosti od 2,5 do 4, a nerijetko i više.

To npr. znači da za 1 kW snage kompresora, snaga grijanja na kondenzatoru može biti i nekoliko puta veća, odnosno 2,5 do 4 kW. [3]

Osim grijanja, dizalica topline sposobna je i hladiti prostor, ako su ugrađeni potrošači koji mogu hladiti prostor (podno/zidno/stropno grijanje ili ventilokonvektori). [1]

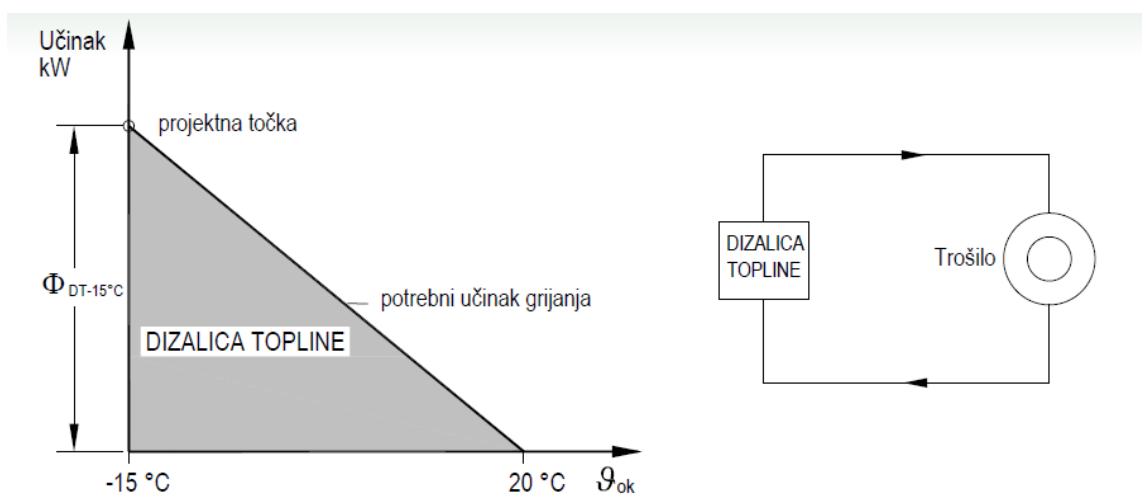
2.1. Način rada dizalice topline

Prema izvedbi generatora topline poznati su sljedeći načini rada dizalice topline:

- Monovalentni način rada
- Bivalentno – paralelni način rada
- Bivalentno – alternativni način rada

2.1.1. Monovalentni način rada dizalice topline

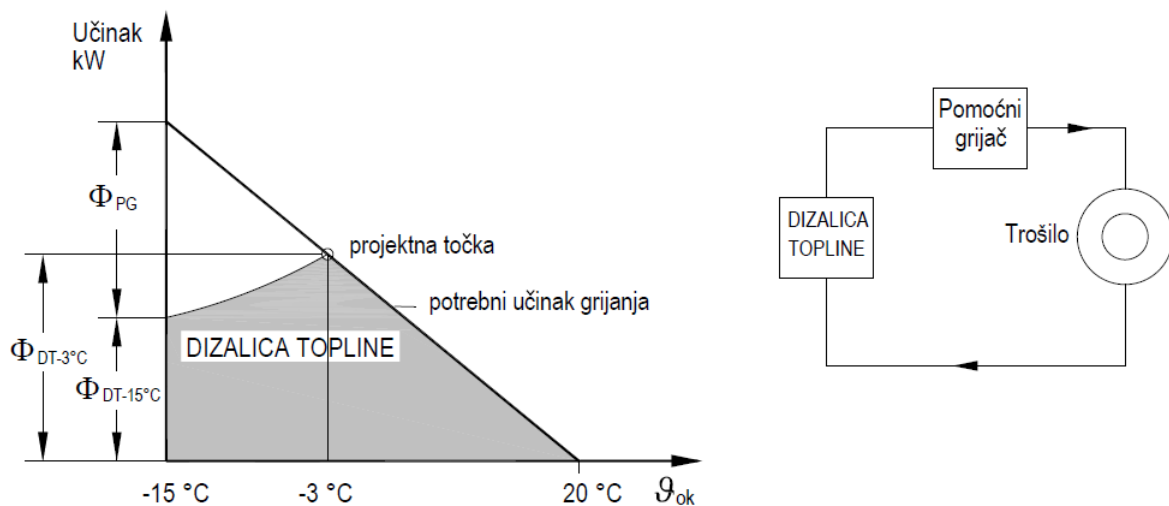
Sve toplinske gubitke zgrade (toplinsko opterećenje) koji se proračunavaju prema normi HRN EN 12831 pokriva isključivo dizalica topline. Učink dizalica topline se projektira prema vanjskoj projektnoj temperaturi zraka. Geotermalne dizalice topline s podzemnom vodom ili tлом kao izvorima topline rade kao monovalentni sustavi.



Slika 2. Monovalentni način rada dizalice topline [3]

2.1.2. Bivalentno-paralelni način rada dizalice topline

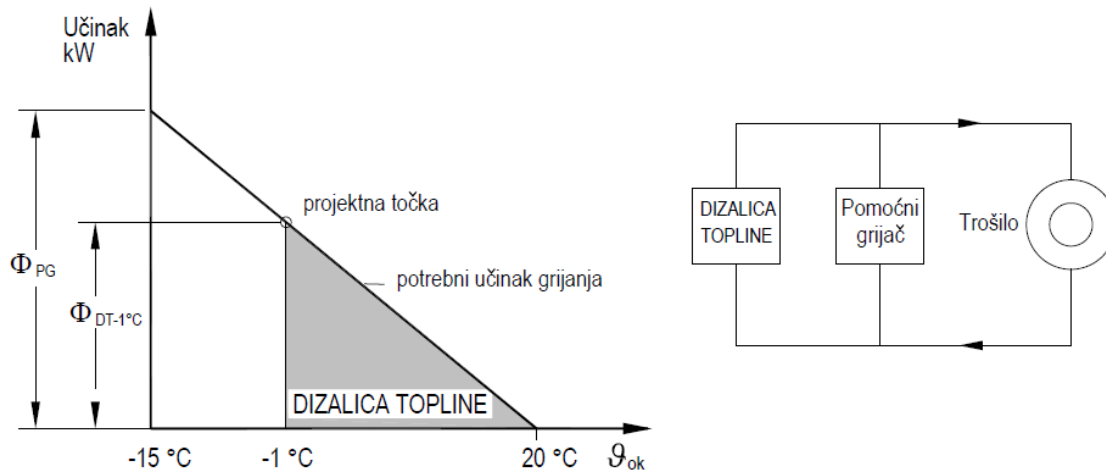
Do određene vrijednosti vanjske temperature zraka dizalica topline je jedini izvor topline. Daljnjim padom vanjske temperature zraka (npr. -3°C ili niže) uključuje se paralelno još jedan toplinski izvor (npr. plinski bojler). Priključenje drugog toplinskog izvora, regulacija vodi prema vanjskoj temperaturi zraka i potrebnom učinku grijanja. Ovaj način rada sustava grijanja koristi se kod dizalica topline sa zrakom kao izvorom topline.



Slika 3. Bivalentno-paralelni način rada dizalice topline [3]

2.1.3. Bivalentno-alternativni način rada dizalice topline

Do određene vrijednosti vanjske temperature zraka dizalica topline je jedini izvor topline, koja ovisno o karakteristici grijanja odgovara temperaturi polaznog voda maks. 55°C . Daljnjim padom vanjske temperature zraka uključuje se drugi izvor topline i on je dalje jedini u radu (npr. plinski bojler). Točka preokretanja izbora sustava grijanja u ovom primjeru iznosi -1°C . Ovaj način rada sustava grijanja koristi se za zgrade s radijatorima kao ogrjevnim tijelima, temperaturnog režima $90/70^{\circ}\text{C}$.



Slika 4. Bivalentno-alternativni način rada dizalice topline [3]

Dizalice topline najveću efikasnost postižu na (novim) objektima visokog stupnja termo izolacije, gdje je gubitak topline iz prostora najmanji. Pri tome se sugerira korištenje inertnih sustava grijanja (podno/zidno/stropno grijanje) koje zahtijeva što nižu temperaturu polaza vode. Niža temperatura vode u sustavu automatski znači da je opterećenje vanjske jedinice manje, baš kao i potrošnja električne energije.

Prilikom projektiranja sustava uputno je koristiti cijevno grijanje (bilo u podu, zidu ili stropu) gdje god je moguće kako bi se čim veća površina objekta mogla ugrijati preko tog, vrlo inertnog potrošača koji zahtijeva polaznu temperaturu vode od svega 30-tak stupnjeva celzija.

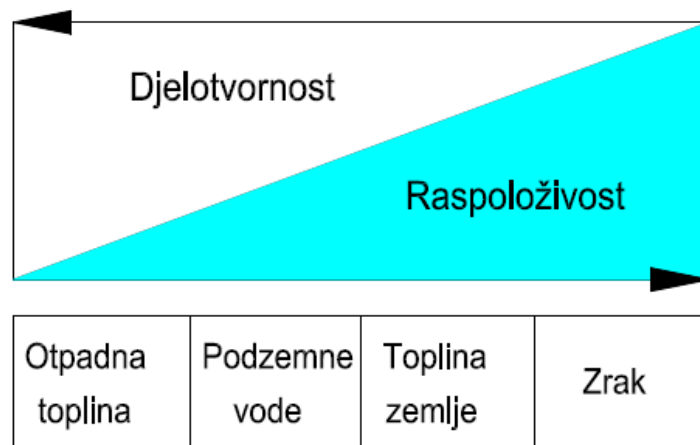
Ima puno opcija sustava koji se mogu pokretati dizalicom topline, bilo da je riječ o jednoj ili dvije zone. Moguća je i nadogradnja sustava solarnim panelima koji služe kao podrška zagrijavanju tople vode u spremniku. [1]

2.2. Izvori topline za dizalice topline

Za postrojenje dizalice topline od najvećeg su značaja svojstva toplinskog izvora. Može se reći da je postrojenje za grijanje dizalicom topline onoliko dobro, koliko je dobar njegov toplinski izvor. Kao niskotemperaturni toplinski spremnici koriste se **voda** (riječna, jezerska, morska i podzemna), **zrak**, **otpadna toplota** ili se isparivač zakopava u zemlju, pri čemu **tlo** predstavlja toplinski spremnik.

Na izvor topline se postavlja niz zahtjeva među kojima su najvažniji sljedeći:

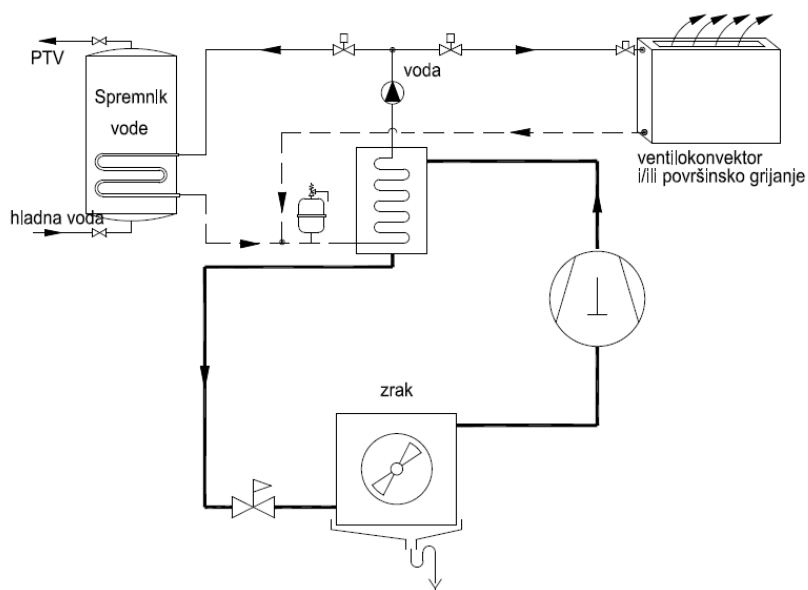
- toplinski izvor treba osigurati potrebnu količinu topline u svako doba i na što višoj temp.
- troškovi za priključenje toplinskog izvora na dizalicu topline trebaju biti što manji
- energija za transport topline od izvora do isparivača dizalice topline treba biti što manja



Slika 5. Djelotvornost i raspoloživost izvora topline [3]

2.2.1. Izvor topline: zrak

Najveći i najpristupačniji ogrjevni spremnik topline za dizalice topline predstavlja okolišni zrak. Orebreni izmjenjivač topline s prisilnom cirkulacijom zraka koristi se za izmjenu topline između zraka i radne tvari. Razlika temperature okolišnog zraka, kao izvora topline i radne tvari koja isparuje kreće se od 6 do 10°C. Kod izbora ovakve izvedbe dizalice topline, potrebno je voditi računa o sljedeće dvije stvari: temperaturi okolišnog zraka za danu lokaciju i stvaranju inja i leda na orebrenim sekcijama isparivača.

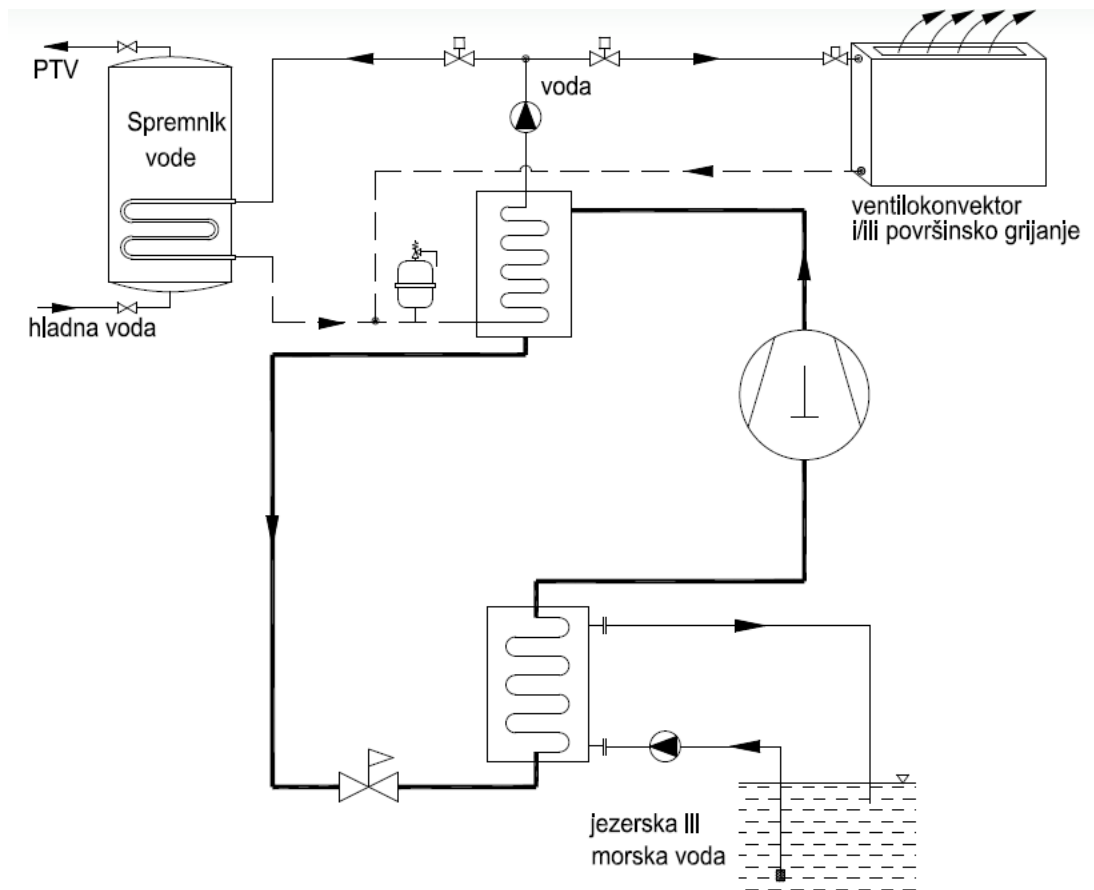


Slika 6. Dizalica topline sa zrakom kao toplinskim spremnikom [3]

2.2.2. Izvor topline: voda

Naselja uz potoke, rijeke i jezera, imaju izvor topline u mnogim slučajevima pristupačan i jeftin. Takve se vode mogu uobičajeno koristiti pri temperaturama većim od $+4^{\circ}\text{C}$ a kod pločastih isparivača od $+2$. Niske temperature izvora topline smanjuju toplinski množitelj i ekonomičnost dizalice topline. Na osnovi iskustva i proračuna, temperaturna razlika vode ohlađene u isparivaču ne bi trebala biti manja od 4°C (npr. od 4 do 6°C). Korištenje dizalice topline s ovakvim izvorima topline ekonomski je opravdano kod vanjskih temperatura iznad granice od 0°C .

Pri tome veliku ulogu imaju položaj i veličina rijeke ili jezera jer za velike udaljenosti za potrošača znače ogromne investicijske i pogonske troškove.

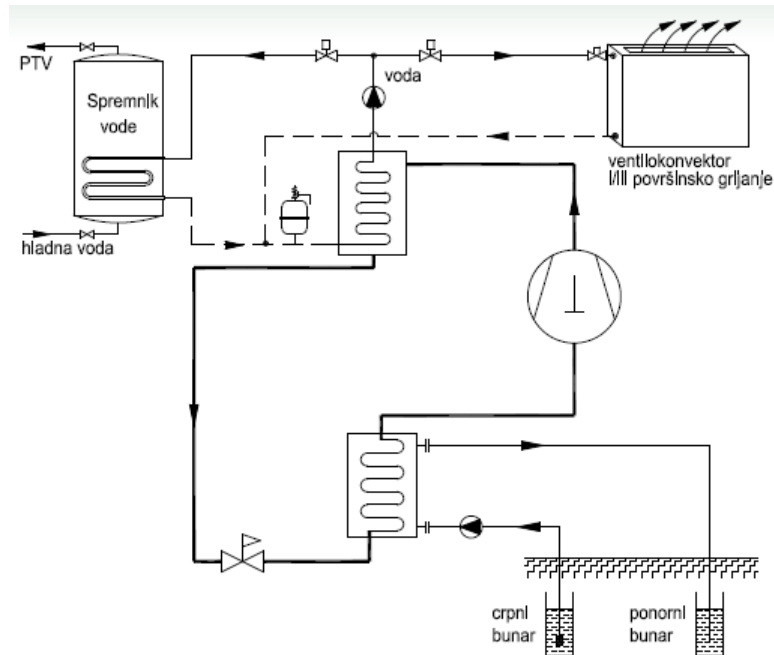


Slika 7. Dizalica topline sa površinskom vodom kao izvorom topline [3]

Podzemna voda

Razmak između bunara (ponorni i crpni) treba biti što je moguće veći, a po mogućnosti ne manji od 10 m. Ponorni bunar postavlja se nizvodno od crpnog bunara. Uloga crpnog bunara je da se iz njega pomoću pumpe izvlači voda koja se koristi kao ogrjevni medij u isparivaču za isparavanje radne tvari. U isparivaču radna tvar prima toplinu od vode te se zatim tako ohlađena voda preko ponornog bunara vraća u podzemni vodotok ili u kanalizaciju.

Podzemna voda je najpovoljniji izvor topline za dizalicu topline jer je njezina temperatura tokom cijele godine približno konstantna te iznosi oko 8-13 °C ovisno o dubini crpljenja.



Slika 8. Dizalica topline sa podzemnom vodom kao izvorom topline [3]

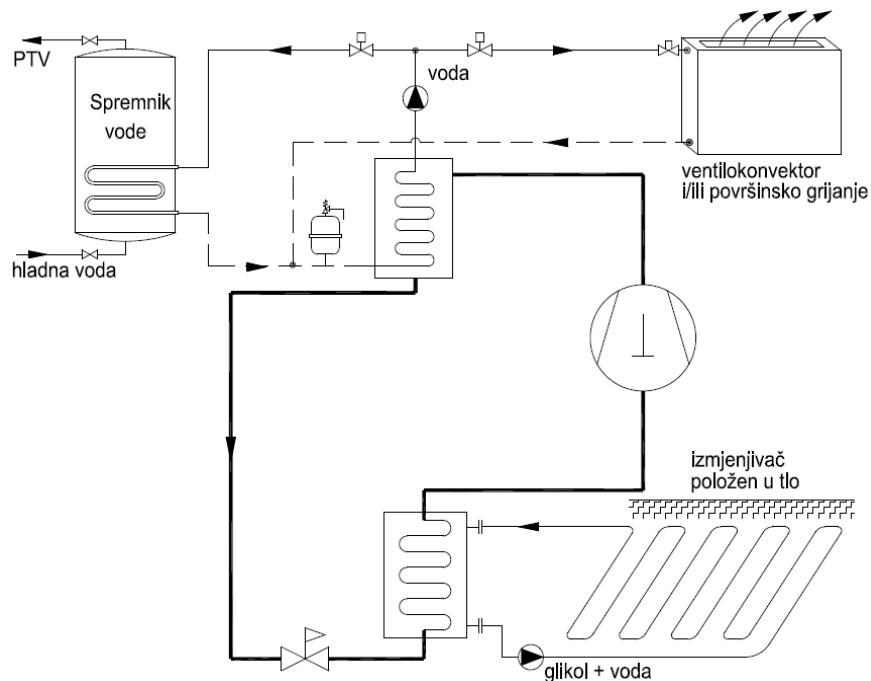
2.2.3. Izvor topline: tlo

Tlo predstavlja ogroman toplinski spremnik koji se može koristiti kako za grijanje tako i za hlađenje prostora. Iako se hlađenje može ostvariti neposrednim korištenjem izmjenjivača topline u tlu, u svrhu grijanja je u pravilu potrebno upotrijebiti dizalicu topline. Ugradnjom prekretnog ventila, dizalica topline se načelno zimi može koristiti za grijanje, a ljeti za hlađenje. Zemlja je kao izvor topline povoljna jer već u malim dubinama ima prilično konstantnu temperaturu ($7 \div 13 \text{ }^{\circ}\text{C}$ na dubini 2 m) koja omogućuje rad dizalice topline u optimalnoj projektnoj točki, bez dnevnih i sezonskih varijacija.

Horizontalna izvedba izmjenjivača

Horizontalna izvedba izmjenjivača topline zahtijeva nešto niže investicijske troškove, ali zbog nedostatka potrebne slobodne površine često nije primjenjiva osim u ruralnim područjima. Potrebna slobodna površina je otprilike $2 \div 2,5$ puta veća od grijane površine. Izmjenjivač topline se u tlo polaže u obliku snopa vodoravnih cijevi na dubini od 1,2 do 1,5 m, s međusobnim razmakom cijevi od 0,5 do 1 m, ovisno o sastavu i vrsti tla. Približno na

svaki m^2 grijanog prostora treba u zemlju položiti 1,5 do 2 m cijevi. Izmjenjivačke sekcije koje se paralelno spajaju, trebaju biti podjednake dužine radi lakšeg balansiranja izmjenjivača. Dužina jedne izmjenjivačke sekcije iznosi do 100 m. Promjer PE cijevi iznosi 25 ili 32 mm. Učinak izmjenjivača kreće se u granicama od 15 do 35 W/m^2 , pri čemu se najbolja učinkovitost dobiva za glineno tlo i tlo s podzemnim vodama.

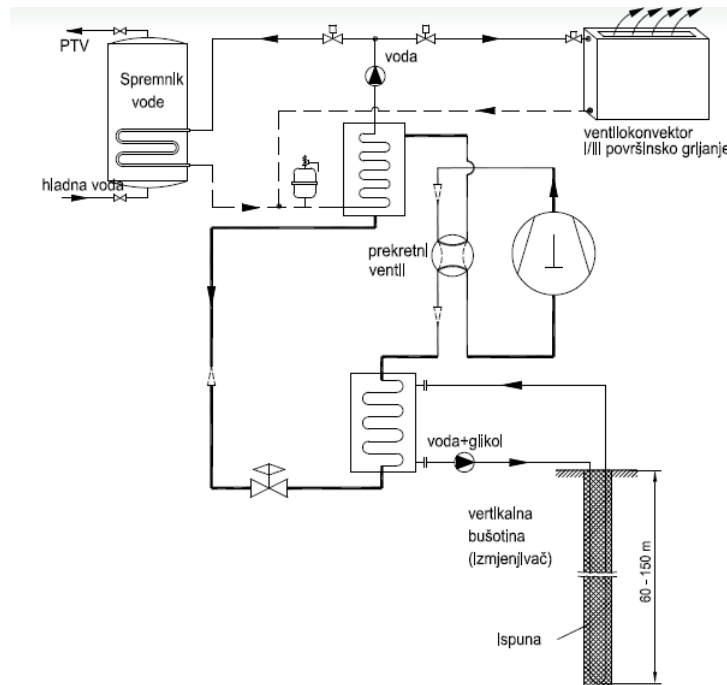


Slika 9. Dizalica topline sa podzemnom vodom kao izvorom topline [3]

Vertikalna izvedba izmjenjivača

Izmjenjivač se u bušotinu ulaže na dubini od 60 do 150 m (200 m), često je prihvatljiva u gusto naseljenim područjima, pogotovo na mjestima gdje je okoliš uređen, pri čemu dolazi do minimalnih promjena vanjskog izgleda okoline. Koliko se topline može oduzeti tlu ovisi o njegovom sastavu i vlažnosti, te mjestu polaganja izmjenjivača topline.

Temperatura tla na dubini od 2 m otprilike 7 do 10°C , a na dubini do 100 m temp. tla se kreće između 10 i 13°C . Izmjenjivač topline (tvornički predmontiran) se u tlo polaže najčešće kao dvostruka U cijev.



Slika 10. Dizalica topline s tlom kao toplinskim spremnikom-horizentalna izvedba [3]

Prvi korak u projektiranju sustava grijanja i hlađenja jest izrada proračuna fizike objekta, kako bismo saznali kolika je energetska potreba objekta. Sukladno tome radi se odabir kapaciteta dizalice topline koji se kreće od **3,60 do 16,00 kW**, što bi značilo da jedna dizalica topline može pokriti objekte **od 40 do 400 m²**, zavisno o jačini sustava koji investitor odabere.

Kada imamo proračun energetske potrebe objekta, ovlašteni strojarski projektant može krenuti u izradu projekta instalacija. U ovoj je fazi bitno naglasiti koje funkcionalnosti želimo od sustava dizalice topline (samo potrošna topla voda, grijanje i potrošna topla voda ili grijanje, hlađenje i potrošna topla voda). Preporuka je da se dizalica iskoristi za sve energetske potrebe objekta jer si time smanjujemo visinu investicije te povećavamo komfor korištenja.

Regulacija se provodi pomoću daljinskog upravljača dizalice topline koji omogućava precizno podešavanje svih parametara sustava. Uz to, moguće je korištenje automatskih programa koji optimiziraju potrošnju i maksimaliziraju komfor. Sustave dizalice topline

moguće je povezati internetskom vezom te kompletnim sustavom upravljati s udaljene lokacije. [1]

Tablica 1. Mogućnosti primjene dizalice topline u sustavima grijanja [4]

toplinski učin, kW	primjena	medij koji se najčešće koriste kao toplinski izvori
1	priprema PTV-a i dodatni sustavi grijanja obiteljski kuća	onečišćeni zrak iz prostorija, okolni zrak
10	osnovni sustavi grijanja i pripreme PTV-a obiteljski kuća	okolni zrak, onečišćeni zrak iz prostorija, podzemne vode, tlo, površinske vode (vodotoci i jezera)
100	sustavi grijanja stambenih zgrada, industrija	onečišćeni zrak iz prostorija, podzemne vode, tlo, površinske vode (vodotoci i jezera), morska voda
1000	toplinski sustavi manjih naselja, industrija	okolni zrak, površinske vode (jezero), morska voda, otpadne vode
10000	toplinski sustavi većih naselja	morska voda, onečišćeni zrak iz industrije, otpadne vode

Kako je riječ o obnovljivom izvoru energije visoke efikasnosti, realno je da je početna investicija nešto veća u odnosu na klasične sustave grijanja. S druge strane, investitorima je u startu osigurana ušteda pošto im je potreban tek priključak električne energije i nije potrebno raditi dimnjak.

S obzirom na smanjenu potrošnju energenata, povrat investicije u sustav dizalice topline u prosjeku iznosi sedam godina, ovisno o izvedbi. U slučaju da investitor aplicira i dobije državne subvencije, taj se rok vidno skraćuje. Okvirni utrošak električne energije za dobro izolirani objekt površine 120 m² na jugu Hrvatske tijekom zimskih mjeseci iznosi između

110 i 130 kn. Sličan objekt na kontinentu utrošit će dvostruko više električne energije, što je i dalje nekoliko puta jeftinije od grijanja na fosilna goriva. [1]

3. Proračun toplinskog opterećenja trgovačkog centra

Na potrošnju energije za grijanje i hlađenje tehničkih sustava utječu dinamički (meteorološki parametri i parametri ugodnosti) i statički (karakteristike zgrade, svojstva materijala) parametri.

3.1. Proračun gubitaka topline - zima

Dva postupka proračuna toplinskog opterećenja (toplinskih gubitaka) prostorija i cijele zgrade prema **EN12831**:

- Pojednostavljen [9]
- Potpuni [9]

Primjena pojednostavljenog proračuna → supermarket

Pojednostavljeni postupak proračuna gubitaka topline prema EN12831

- u obzir se uzimaju toplinski gubici kroz vanjske plohe
- NE proračunavaju se unutarnji toplinski gubici
- za korekciju top. gubitaka ovisno o okolnom stanju služi temperaturni korekcijski faktor f_k
- uvedeno u proračun uzimanje u obzir toplinskih mostova; dodaje se još $\Delta U_{WB} = 0.10 \text{ W/(m}^2\text{K)}$

Toplinski gubici:

1. **transmisijski toplinski gubici** (provođenje topline kroz okolne plohe prema okolini i tlu, te prema okolnim prostorima s različitim opterećenjem)
2. **ventilacijski toplinski gubici** (posljedica strujanja zraka kroz ovojnicu zgrade i između pojedinih njezinih dijelova, odnosno prostorija)

3.1.1. Transmisijski toplinski gubici Φ_T u pojednostavljenom postupku proračuna:

$$\Phi_T = H_T \cdot (\theta_{\text{int}} - \theta_e) \quad (3-1)$$

$$H_T = \sum A \cdot (U + \Delta U_{WB}) \cdot f_k \quad (3-2)$$

$$\Phi_T = H_T \cdot (\theta_{\text{int}} - \theta_e) = \sum A \cdot (U + \Delta U_{WB}) \cdot (\theta_{\text{int}} - \theta_e) \cdot f_k$$

pri čemu su:

Φ_T - transmisijski toplinski gubici, [W]

H_T - koeficijent transmisijskih toplinskih gubitaka, [W/K]

θ_{int} - unutarnja projektna temperatura (u prostoriji), [°C], (Tablica 2)

θ_e - vanjska projektna (okolna) temperatura, [°C], (Tablica 3)

A - površina plohe, [m²]

U - koeficijent prolaza topline, [W/(m²K)]

ΔU_{WB} - dodatak za toplinske mostove, [W/(m²K)]

f_k - temperaturni korekcijski faktor, [-], (Tablica 4)

Tablica 2. Podaci o zgradi (jedna zona)

Obujam grijanog dijela, V_e (m³)	10.890,00
Neto obujam, V (m³)	8.276,40
Ploština korisne površine, A_k (m²)	1.728,00
Oplošje grijanog prostora, A (m²)	4.672,02
Faktor oblika, f_o (m-1)	0,43
Proj. unutar. temp. grijanja, θ_{int}, set, H (°C)	20
Proj. unutar. temp. hlađenje, θ_{int}, set, C	26
Vremenska konstanta, T (h)	65,13
Toplinski kapacitet, C_m (MJ/K)	588,06
Unutarnji dobitak po jed. površine, A_k (W/m²)	5

Tablica 3. Vanjska projektna temperatura θ_e – ZIMA

Mjesto	θ_e [°C]
Bjelovar	-18
Delnice	-18
Dubrovnik	-2
Gospić	-24
Hvar	-2
Imotski	-6
Karlovac	-18
Knin	-9
Makarska	-4
Ogulin	-20
Osijek	-18
Pazin	-6
Požega	-20
Pula	-6
Rijeka	-8
Sisak	-18
Slavonski Brod	-18
Split	-4
Šibenik	-6
Varaždin	-20
Vinkovci	-18
Zadar	-9
Zagreb	-15 (-18)*

* u literaturi se negdje navodi temperatura - 15 °C, a negdje - 18 °C [18]

Tablica 4. Temperaturni korekcijski faktori f_k za toplinske gubitke prema različitim okolnim plohama ili područjima

Toplinski gubici		f_k [-]
izravno prema okolini (tj. na vanjski zrak)	za izolirane toplinske mostove	1.00
	za neizolirane toplinske mostove	1.40
	za prozore i vrata	1.00
prema negrijanim prostorima	za izolirane toplinske mostove	0.80
	za neizolirane toplinske mostove	1.12
prema tlu	za izolirane toplinske mostove	0.30
	za neizolirane toplinske mostove	0.42
preko krova	za izolirane toplinske mostove	0.90
	za neizolirane toplinske mostove	1.26
za ovješeni pod	za izolirane toplinske mostove	0.90
	za neizolirane toplinske mostove	1.26
prema susjednoj zgradi	za izolirane toplinske mostove	0.50
	za neizolirane toplinske mostove	0.70
prema susjednom stanu	za izolirane toplinske mostove	0.30
	za neizolirane toplinske mostove	0,42

Proračun transmisijских gubitaka topline prema EN12831

Tablica 5. Pojednostavljeni postupak proračuna transmisijских gubitaka topline prema EN12831

Podaci o temperaturama				
Vanjska projektna temperatura	θ_e	[°C]	-15	
Unutarnja projektna temperatura	θ_{int}	[°C]	20	
Razlika temperatura	$\theta_{int} - \theta_e$	[°C]	35	
Transmisijski toplinski gubici				
Građevni dio	f_k	A	U	$A \cdot U \cdot f_k$
	[-]	[m²]	[W/m²K]	[W/K]
Vanjski zid (prema zraku) Z1	1.00	265	0.26	69
Vanjski zid (ukopan-prema tlu) Z3	0.3	180	0.34	18.4
Vanjska ostakljena stijena PR1.2	1.00	70	1.5	105
Vanjska ostakljena stijena s	1.00	180	1.5	270
Vratima, pod nadstrešnicom PR1.1				
Krovne kupole P3	1.00	4	1.5	6
Neprohodni ravni krov	0.9	1358	0.26	317.77
Pod na tlu P1	0.3	1358	3.44	1402
Puna vanjska vrata VR1	1.00	4	1.8	7.2
Ukupni koeficijent transmisijskih toplinskih gubitaka $H_T = \sum (A \cdot U \cdot f_k)$, [W/K]				2195.37
Ukupni transmisijski toplinski gubici $\Phi_T = H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$, [W]				76838

3.1.2. Ventilacijski toplinski gubici Φ_v u pojednostavljenom postupku proračuna

$$\Phi_{V1} = V_z \cdot c_z \cdot \rho_z \cdot (\theta_{\text{int-ulaz}} - \theta_e) \quad [W] \quad (3-3)$$

$$V_z = V_p \cdot I_z \quad [m^3/h] \quad (3-4)$$

pri čemu su:

Φ_{V1} - ventilacijski toplinski gubici ukoliko se NE koristi toplina otpadnog zraka, [W]

V_z - potrebni volumni protok zraka, [m³/h]

c_z - specifični toplinski kapacitet zraka, [W/kgK]

ρ_z - gustoća zraka, [kg/m³]

$\theta_{\text{int-ulaz}}$ - temperatura ubačenog zraka u prostoriju, [°C], **$\theta_{\text{int-ulaz}} = 22 \text{ °C}$**

θ_{int} - unutarnja projektna temperatura (u prostoriji), [°C], (Tablica 2)

$\theta_{\text{int}} = 20 \text{ °C}$

θ_e - vanjska projektna (okolna) temperatura, [°C], (Tablica 3)

V_p - volumen prostora (supermarketa), [m³]

I_z - potrebni broj izmjena zraka, [h⁻¹], (Tablica 6)

Iz toplinskih tablica očitavaju se vrijednosti ρ_z i c_{pz} za zrak:

ρ_z – gustoća zraka, [kg/m³] $\rightarrow \rho_z \cong 1.2 \text{ kg/m}^3$

c_{pz} – specifični toplinski kapacitet zraka, [J/kgK] $\rightarrow c_{pz} \cong 1010 \text{ J/kg}$

$$c_z = \frac{c_{pz}}{1h} = \frac{1010 \frac{J}{kgK}}{3600s} = 0.28055 \frac{W}{kgK} \quad (3-5)$$

Tablica 6. Potreban broj izmjena zraka Iz

Vrsta prostora	ACH [h-1]
ured	3...6
knjižnica	3...5
restoran	6...8
dućan	4...8
kazalište, kino dvorana	4...6
lakirnica	20...50
operacijska dvorana	15...20
skladište	4...6
garderoba	3...6
zatvoreni bazen	3...6
laboratorij	8...15

Toplina dobivena procesom povrata topline u rekuperatoru:

$$\Phi_R = V_z \cdot c_z \cdot \rho_z \cdot (\theta_{\text{int}} - \theta_e) \cdot \lambda \quad [\text{W}] \quad (3-6)$$

λ - koeficijent povrata topline u rekuperatoru 45 – 70 % $\rightarrow \lambda = 0.50$

Ventilacijski toplinski gubici Φ_V ukoliko se koristi toplina otpadnog zraka preko rekuperatora:

$$\Phi_V = \Phi_{V1} - \Phi_R \quad [\text{W}] \quad (3-7)$$

Proračun ventilacijskih gubitaka topline

Tablica 7. Pojednostavljeni postupak proračuna ventilacijskih gubitaka topline

Potrebni volumni protok zraka V_z						
1. SUPERMARKET						
Volumen prostora		V_p	[m ³]	4524.86		
Potrebni broj izmjena zraka		I_z	[h ⁻¹]	4		
Potrebni volumni protok zraka		V_z	[m ³ /h]	18100		
Potrebni volumni protok zraka		V_z	[m ³ /s]	5		
Ventilacijski toplinski gubici						
Specifični toplinski kapacitet zraka		c_z	[W/kgK]	0.28055		
Gustoća zraka		ρ_z	[kg/m ³]	1.2		
Temperatura ubačenog zraka u prostoriju	$\theta_{\text{int-}}$	[°C]		22		
	ulaz					
Unutarnja projektna temperatura		θ_{int}	[°C]	20		
Vanjska projektna temperatura		θ_e	[°C]	-15		
Koeficijent povrata topline u rekuperatoru	λ	[-]		0.5		
Ventilacijski toplinski gubici				62.28		
$\Phi_{V1} = V_z \cdot c_z \cdot \rho_z \cdot (\theta_{\text{int-}} - \theta_e), [\text{W}]$						
Toplina dobivena procesom povrata topline				29.45		
$\Phi_R = V_z \cdot c_z \cdot \rho_z \cdot (\theta_{\text{int}} - \theta_e) \cdot \lambda, [\text{W}]$						
Ukupni ventilacijski gubici				32.82		
$\Phi_V = \Phi_{V1} - \Phi_R, [\text{W}]$						
Ukupni toplinski gubici				76871		
$\Phi = \Phi_T + \Phi_V, [\text{W}]$						

3.2. Proračun dobitaka topline – ljeto [10]

Izvori topline u ljetnom razdoblju:

1. **unutrašnji izvori topline Q_I** (dobitak topline od ljudi, rasvjete, strojeva, susjednih prostorija,...)
2. **vanjski izvori topline Q_A** (dobitak topline kroz zidove i staklene plohe transmisijom i zračenjem)

3.2.1. Unutrašnji izvori topline Q_I

$$Q_I = Q_P + Q_M + Q_E + Q_R \quad (3-8)$$

Q_P - toplina koju odaju ljudi, [W]

Q_M - toplina koju odaju različiti električni uređaji, [W]

Q_E - dobitak topline od rasvjete, [W]

Q_R - dobitak topline od susjednih prostorija, [W]

Toplina koju odaju ljudi Q_P

$$Q_P = N \cdot Q_{ukupna} \quad (3-9)$$

N - broj osoba, [-]

Q_{ukupna} - ukupna toplina (osjetna+latentna) koju odaje jedna osoba, [W] , (Tablica 8)

Tablica 8. Toplina koju odaju ljudi Q_P (VDI 2078)

		[°C]	18	20	22	23	24	25	26
ljudi koji ne vrše fizički rad	$Q_{osjetna}$	[W]	100	95	90	85	75	75	70
	$Q_{latentna}$	[W]	25	25	30	35	40	40	45
	Q_{ukupna}	[W]	125	120	120	120	115	115	115
	od.v.p*	[g/h]	35	35	40	50	60	60	65
srednje težak rad	Q_{ukupna}	[W]	270	270	270	270	270	270	270
	$Q_{osjetna}$	[W]	155	140	120	115	110	105	95

*odvodnja vodene pare [g/h]

Tablica 9 : Toplina koju odaju različiti električni uređaji QM (VDI 3804)

Električni uređaj	Priključna vrijednost [W]	Trajanje upotrebe [min/h]	Voda [g/h]	Odvodnja topline	
				Osjetna [W]	Ukupna [W]
Računalo	100...150	60	–	60...50	80...100
Printer	20...30	15	–	5...15	5...7
Ploter	20...60	15	–	5...15	5...15
Električni štednjak	3000	60	2100	1450	3000
	5000	60	3600	2500	5000
Usisavač	200	15	–	50	50
Perilica rublja	3000	60	2100	1450	3000
	6000	60	4200	2900	6000
Centrifuga za rublje	100	10	–	15	15
Hladnjak	100	60	–	300	300
	175	60	–	500	500
Pegla	500	60	400	230	500
Radio	40	60	–	40	40
Televizor	175	60	–	175	175
Aparat za kavu	500	30	100	180	250
	3000	30	500	1200	1500
Toster	500	30	70	200	250
	2000	30	300	800	1000
Sušilo za kosu - fen	500	30	120	175	250
	1000	30	240	350	500

3.2.2. Vanjski izvori topline Q_A

$$Q_A = Q_W + Q_F = Q_W + (Q_T + Q_S) \quad (3-10)$$

Q_W - dobitak topline transmisijom kroz zidove, [W]

Q_F - dobitak topline kroz staklene površine-prozore, [W]

Q_T - dobitak topline kroz staklene površine-prozore transmisijom, [W]

Q_S - dobitak topline kroz staklene površine-prozore zračenjem, [W]

3.2.3. Transmisija topline kroz zidove i prozore Q_W

Toplina koja prodire izvana kroz zidove i krov prema unutra. Prolaz topline opisan je također opće poznatom jednadžbom:

$$Q_W = A \cdot U \cdot (\theta_e - \theta_{\text{int}}) \quad (3-11)$$

pri čemu su:

Q_W - transmisija topline kroz zidove i krov, [W]

A - površina plohe, [m²]

U - koeficijent prolaza topline, [W/(m²K)] (već korišten kod toplinskih gubitaka)

θ_e - vanjska projektna temperatura (LJETO), [°C], Zagreb → $\theta_e = 32 \text{ °C}$

(Tablica 10)

θ_{int} - unutarnja projektna temperatura (LJETO), [°C], $\theta_{\text{int}} = 26 \text{ °C}$

$$\text{LJETO} \rightarrow (\theta_e - \theta_{\text{int}}) = (32 - 26) = 6 \text{ °C} \quad (3-12)$$

Tablica 10. Vanjska projektna temperatura θ_e i relativna vlažnost zraka ϕ_e – LJETO

Mjesto	θ_e [°C]	ϕ_e [%]
Dubrovnik	32	52
Hvar	32	48
Karlovac	32	40
Ogulin	31	45
Osijek	33	44
Pula	31	47
Rijeka	32	40
Sisak	32	37
Slavonski Brod	31	37
Split	34	46
Šibenik	34	39
Varaždin	31	43
Vinkovci	32	43
Zadar	32	45
Zagreb	32	40

Mollier – ov h - x dijagram za vlažni zrak
 ➔ entalpija $h=63$ kJ/kg

Dobitak topline kroz prozore Q_F transmisijom Q_T i zračenjem Q_S

$$Q_F = Q_T + Q_S \quad (3-13)$$

Transmisija kroz staklene površine-prozore Q_T

$$Q_T = A \cdot U \cdot (\theta_e - \theta_{\text{int}}) \quad (3-14)$$

pri čemu su:

Q_T - transmisija topline kroz staklene površine-prozore, [W]

A - površina plohe, [m²]

U - koeficijent prolaza topline, [W/(m²K)] (već korišten kod toplinskih gubitaka)

θ_e - vanjska projektna temperatura (LJETO), [°C], Zagreb → $\theta_e = 32\text{ °C}$

(Tablica 10)

θ_{int} - unutarnja projektna temperatura (LJETO), [°C], $\theta_{int} = 26\text{ °C}$

$$LJETO \rightarrow (\theta_e - \theta_{int}) = (32 - 26) = 6\text{ °C} \quad (3-15)$$

3.2.4. Zračenje kroz staklene površine-prozore Q_s

$$Q_s = I_{\max} \cdot A_s \cdot b + I_{dif\max} \cdot A_{sjena} \cdot b \quad (3-16)$$

I_{\max} - maksimalna vrijednost ukupnog sunčevog zračenja, [W/m²]

Stara jedinica → 1 kcal/(m²h) = 1.163 W/m²

$I_{dif\max}$ - maksimalna vrijednost difuznog sunčevog zračenja, [W/m²]

A_s - osunčana površina stakla, [m²]

A_{sjena} - zasjenjena površina stakla, [m²]

A - ukupna površina stakla $A = A_s + A_{sjena}$, [m²]

b - koeficijent propusnosti sunčevog zračenja, [-]

Zasjenjeni dio prozora → prima samo difuzno sunčevo zračenje

Osunčani dio prozora → prima i direktno i difuzno sunčevo zračenje

3.2.5. Ventilacija Q_h **Tablica 11. Radni parametri**

Stanje zraka	θ	φ	h
	[°C]	[%]	[kJ/kg]
Vanjski zrak (e) - Zagreb	$\theta_e = 32^\circ\text{C}$	$\varphi_e = 40\%$	$h_e = 63 \text{ kJ/kg}$
Zrak u prostoriji - int	$\theta_{int} = 26^\circ\text{C}$	$\varphi_{int} = 50\%$	$h_{int} = 53 \text{ kJ/kg}$
Ubačeni zrak u prostoriju	$\theta_{int-ulaz} = 25^\circ\text{C}$	$\varphi_{int-ulaz} = 40\%$	$h_{int-ulaz} = 46 \text{ kJ/kg}$

Entalpija vlažnog zraka (zrak + vodena para) h [kJ/kg] → Mollier-ov dijagram za vlažni zrak

$$h = h_L + x \cdot h_D \quad (3-17)$$

h_L - entalpija zraka, [kJ/kg]

h_D - entalpija vodene pare, [kJ/kg]

x - sadržaj vlage, [-] $\rho_z \cong 1.2 \text{ kg/m}^3$

$$h_L = c_{p,L} \cdot t \quad (3-18)$$

$$h_D = r_0 + c_{p,D} \cdot t \quad (3-19)$$

$$Q_h = \frac{V_z}{3.6} \cdot \rho_z \cdot (h_e - h_{int-ulaz}) \quad [\text{W}] \quad (3-20)$$

pri čemu su:

Q_h - rashladni učin hladnjaka, [W]

V_z - potrebni volumni protok zraka, [m³/h]

ρ_z - gustoća zraka, [kg/m³] $\rho_z \cong 1.2 \text{ kg/m}^3$

h_e - entalpija vanjskog zraka, [kJ/kg]

$h_{\text{int-ulaz}}$ - entalpija zraka ubačenog u prostoriju, [kJ/kg]

Uvrsti li se $\rho_z \cong 1.2 \text{ kg/m}^3$ i $h_e - h_{\text{int-ulaz}} = 63 - 46 = 17 \text{ kJ/kg}$ dobiva se:

$$Q_h = \frac{V_z}{3.6} \cdot \rho_z \cdot (h_e - h_{\text{int-ulaz}}) = \frac{V_z}{3.6} \cdot 1.2 \cdot (63 - 46) = \frac{V_z}{3.6} \cdot 1.2 \cdot 17 = V_z \cdot 1.2 \cdot 4.72 = 5.667 \cdot V_z$$

[W] (3-21)

Rekuperator:

$$\Phi_R = V_z \cdot c_z \cdot \rho_z \cdot (\theta_e - \theta_{\text{int}}) \cdot \lambda = V_z \cdot 0.28055 \cdot 1.2 \cdot (32 - 26) \cdot 0.5 = 1.01 \cdot V_z \quad [\text{W}]$$

(3-22)

λ - koeficijent povrata topline na rekuperatoru 45-70 % $\rightarrow \lambda = 0.50$

pa slijedi (ukoliko se koristi rekuperator):

$$Q_h = Q_{h1} - Q_R \quad [\text{W}]$$

(3-23)

Ukupni potrebni rashladni učin hladnjaka:

$$Q = Q_I + Q_A + Q_h$$

(3-24)

Proračun dobitaka topline

Tablica 12. Pojednostavljeni postupak proračuna unutarnjih dobitaka topline

Osnovni podaci			
Vanjski zrak - temperatura	θ_e	[°C]	32
Vanjski zrak - relativna vlažnost	φ_e	[°%]	40
Vanjski zrak - entalpija	h_e	[kJ/kg]	63
Zrak u prostoriji - temperatura	θ_{int}	[°C]	26
Zrak u prostoriji - relativna vlažnost	φ_{int}	[°%]	50
Zrak u prostoriji - entalpija	h_{int}	[kJ/kg]	53
Ubačeni zrak - temperatura	$\theta_{int-ulaz}$	[°C]	25
Ubačeni zrak - relativna vlažnost	$\varphi_{int-ulaz}$	[°%]	40
Ubačeni zrak - entalpija	$h_{int-ulaz}$	[kJ/kg]	46
Temperatura tla	θ_{po}	[°C]	20
Razlika temperatura $\Delta\theta$	$\theta_e - \theta_{int}$	[°C]	6
Razlika temperatura $\Delta\theta$	$\theta_{po} - \theta_{int}$	[°C]	-6
Razlika entalpija	$h_e - h_{int-ulaz}$	[kJ/kg]	17
Unutarnji izvor topline Q_1			
Toplina koju odaju ljudi Q_M (VDI 2078)			
Broja osoba	N	[-]	10
Osjetna toplina - 1 osoba	$Q_{osjetno}$	[W]	70
Latentna toplina - 1 osoba	$Q_{latentna}$	[W]	45
Ukupna toplina - 1 osoba	Q_{ukupna}	[W]	115
Osjetna toplina - N osoba	$Q_{osjetno-N} = N \cdot Q_{osjetno}$	[W]	700
Latentna toplina - N osoba	$Q_{latentna-N} = N \cdot Q_{latentna}$	[W]	450
Ukupna toplina - N osoba	$Q_M = N \cdot Q_{ukupna}$	[W]	1150
Suma unutarnjih izvor topline Q_1			1150

Tablica 13. Pojednostavljeni postupak proračuna vanjskih dobitaka topline

Podaci o temperaturama				
Vanjska projektna temperatura	θ_e	[°C]	32	
Unutarnja projektna temperatura	θ_{int}	[°C]	26	
Razlika temperatura	$\theta_{int} - \theta_e$	[°C]	6	
2. Izmjena topline transmisijom kroz zidove i prozore				
Građevni dio	f_k	A	U	$A \cdot U \cdot f_k$
	[-]	[m ²]	[W/m ² K]	[W/K]
vanjski zid (prema zraku) Z1	1.00	265	0.26	69
vanjski zid (ukopan-prema tlu) Z3	0.3	180	0.34	18.4
vanjska ostakljena stijena PR1.2	1.00	70	1.5	105
vanjska ostakljena stijena s vratima, pod nadstrešnicom PR1.1	1.00	180	1.5	270
krovne kupole P3	1.00	4	1.5	6
neprohodni ravni krov	0.9	1358	0.26	318
pod na tlu P1	0.3	1358	3.44	1402
puna vanjska vrata VR1	1.00	4	1.8	7.2
Ukupni koeficijent transmisijskih toplinskih dobitaka $H_T = \sum (A \cdot U \cdot f_k)$, [W/K]	2195.6			
Ukupni transmisijski toplinski dobiti $\Phi_T = H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$, [W]	13174			
Zračenje topline kroz prozore Q_s Rujan 12 h	I	A	b	$I \cdot A \cdot b$
	[W/m ²]	[m ²]	[-]	[W]
ostakljena stijena - Z	102.34	35	0.8	2865.52
ostakljena stijena s vratima - J	575.70	180	0.8	82901
ostakljena stijena - I	102.34	35	0.8	2865.52
Zračenje topline kroz prozore Q_s	88632.1			

$$Q_S = \sum (I \cdot A \cdot b), [W]$$

Suma vanjskih izvora topline Q_A	101806
--	---------------

$$Q_A = Q_T + Q_S, [W]$$

Ukupni dobitak topline	102956
------------------------	---------------

$$Q_I + Q_A, [W]$$

3. Ventilacija Q_h

Ukupni potrební volumen zraka	V_Z	$[m^3/h]$	18100
--------------------------------------	-------------------------	-----------------------------	--------------

Specifični toplinski kapacitet zraka	c_z	$[W/kgK]$	0.28055
---	-------------------------	-----------------------------	----------------

Gustoća zraka	ρ_z	$[kg/m^3]$	1.2
----------------------	----------------------------	------------------------------	------------

Razlika entalpije Δh	$h_e - h_{int-}$	$[kJ/kg]$	17
--	------------------------------------	-----------------------------	-----------

ulaz

Koeficijent povrata topline u	λ	$[-]$	0.5
--------------------------------------	-----------------------------	-------------------------	------------

rekuperatoru

Rashladni učin hladnjaka, $[W]$	102567
---	---------------

$$Q_{h1} = V_z \cdot \rho_z \cdot (h_e - h_{int-ulaz})/3.6$$

Toplina dobivena procesom povrata	5078
--	-------------

$$\text{topline } Q_R = V_z \cdot c_z \cdot \rho_z \cdot (\theta_{int} - \theta_e) \cdot \lambda/3.6, [W]$$

Rashladni učin hladnjaka	97489	97489
---------------------------------	--------------	--------------

$$Q_h = Q_{h1} - Q_R, [W]$$

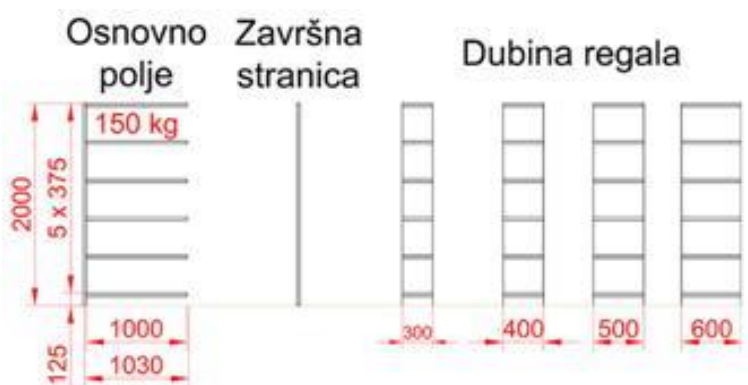
Ukupni rashladni učin hladnjaka	200445
---------------------------------	---------------

$$Q = Q_I + Q_A + Q_h, [W]$$

4. Komora za duboko zamrzavanje

Radi jednostavnijeg i neometanog rukovanja robom u komori odabrani su polični regali koji sačinjavaju montažne stranice spajane vijcima i poličnim nosačima standardnih dimenzija u koje se mogu umetnuti plastične kutije za skladištenje smrznutog voća i povrća složene u pet etaža po zadanoj površini rashladne komore. [8]

Sistem regala omogućuje brzu montažu i demontažu elemenata regala.



Slika 11. Lagani regali [5]

Tehničke karakteristike regala [5]:

- Uključeni spojni dijelovi, sidra za fiksiranje, podložne ploče.
- Završna obrada: standardno obojeno stranice plavo RAL 5010, police pocinčano.
- Mogućnost izrade u drugoj boji ili pocinčano.
- Spajanje bez vijaka, posmak po visini 25 mm.
- Mogućnost izrade u drugoj boji ili pocinčano.
- dubina regala: 600 mm
- visina regala: 2000 mm
- dužina polica s mogućnošću prilagodbe: 1000 mm
- nosivost: ovisno o dužini nosača do 150 kg maksimalno (po polici)

4.1. Proračun rashladne komore smrznutih proizvoda

Parametri kapaciteta određeni su dimenzijama komore za duboko zamrzavanje.

Podaci o komori [6]:

- dimenzije komore smrznutog voća i povrća: 2,96 X 2,77 X 2,8 [m]
- površine: 8,2 [m²]
- zadane temperature - 20 / - 18 [°C]
- ulazne temperature - 15 [°C]

Podaci o regalima:



Slika 12. Tlocrt hladionice sa svim dimenzijama i rasporedom regala

- dužina regala: 8,24 [m]
- dubina regala: 0,6 [m]
- površina slaganja 4,944 [m²/po polici]
- volumen za 5 polica 9,88 [m³]

Podaci o robi:



Plastične transportne kutije

Tip: 6765

Težina 1,9 kg

Nosivost 15 kg

Nosivost u stubcu 320 kg

Glavne dimenzije .. 600 x 400 x 324 mm

Slika 13. Plastična transportna kutija [7]

- dimenzije kutija:	600 X 400 X 324	[mm]
- nosivost:	15	[kg]
- broj kutija po polici:	17	[kom]
- broj kutija u komori:	85	[kom]

Optimalna masa tereta u komori [8]:

$$m_t = \text{težina kutija} \times \text{broj kutija u komori} \quad (4-1)$$

$$m_t = 15 \cdot 85 = 1275 \quad [\text{kg}]$$

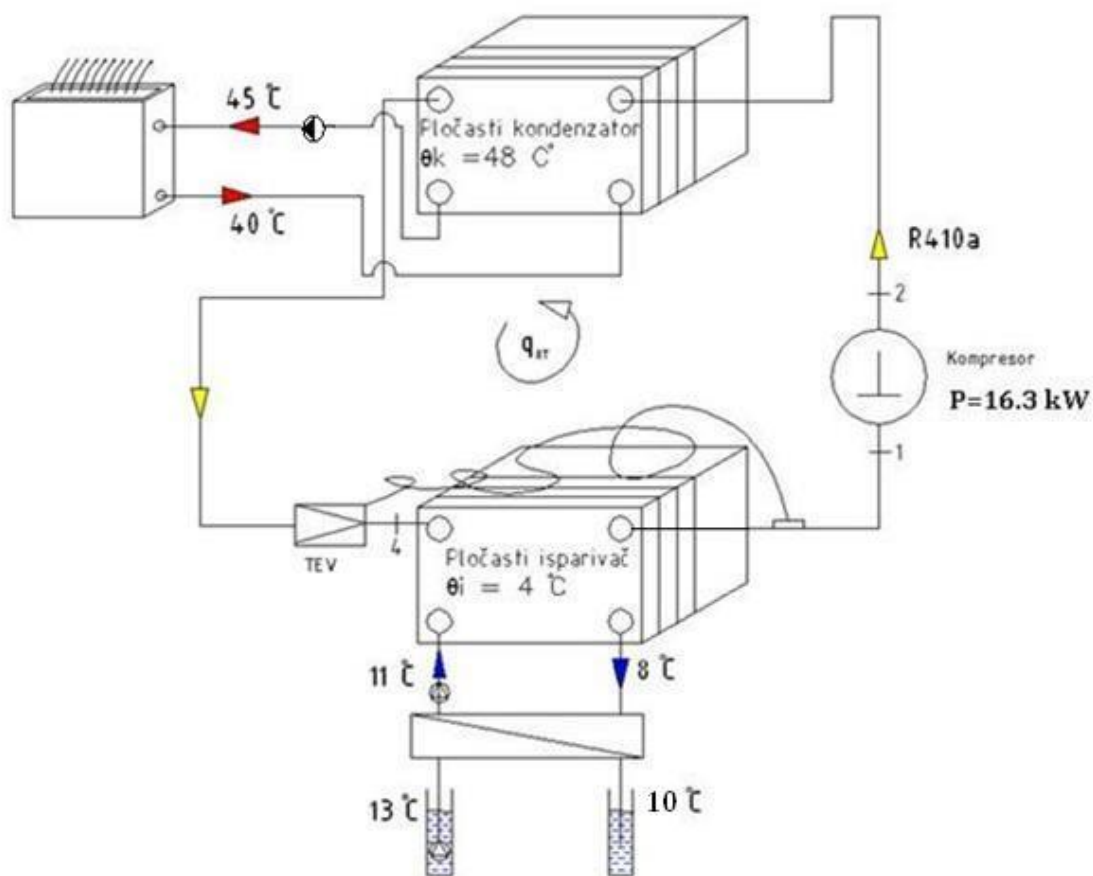
- dnevni unos robe u komoru (pretpostavka 30% dnevnog obrtaja)

$$m_d = 0.3 \cdot m_t \quad (4-2)$$

$$m_d = 382.5 \quad [\text{kg}]$$

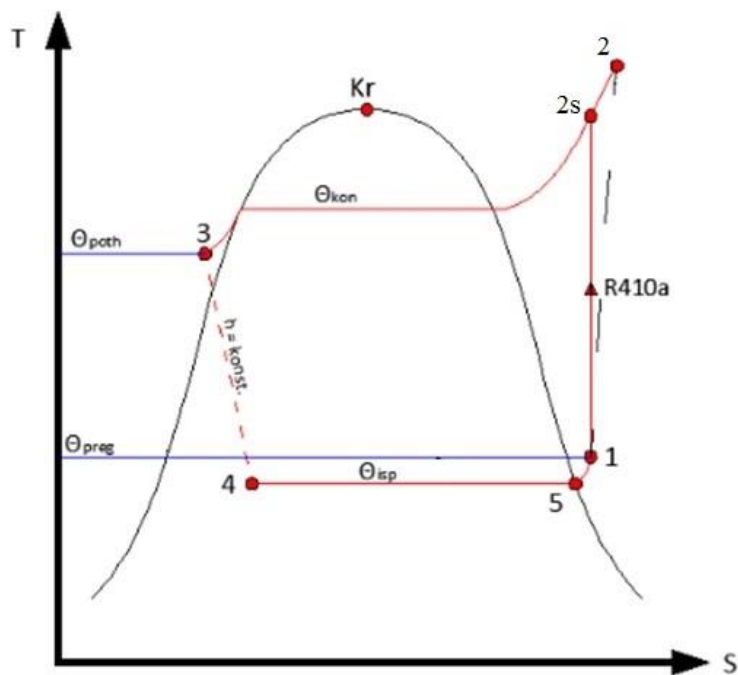
5. Proračun komponenti dizalice topline

Podaci o svojstvima radne tvari R410a preuzeti su iz podloga "Radne tvari u Tehnici hlađenja" [11].

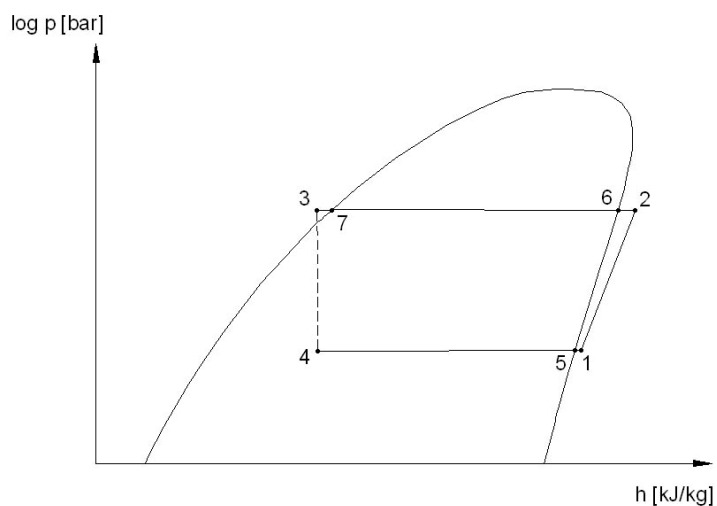


Slika 14. Shema dizalice topline sa vodom kao toplinskim izvorom

Potreba za grijanjem iznosi 77 kW. Za temperaturni režim grijanja 45/40 °C odabrana je temperatura kondenzacije 48 °C. Pothlađenje radne tvari iznosi 3 °C. Odabrana je temperatura isparavanja 4 °C te pregrijanje radne tvari od 5 °C. [12]



Slika 15. Karakteristične točke u T-s dijagramu



Slika 17. Karakteristične točke u log p-h dijagramu

Nakon definiranja radnih parametara dobivamo karakteristične točke rashladnog procesa pomoću tablica radne tvari R410a. Karakteristične točke su prikazane u tablici. 10 ° C

Tablica 14. Veličine stanja radne tvari u karakterističnim točkama procesa [11]

TOČKA	θ [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	v [dm ³ /kg]	ρ [kg/m ³]
1	9	9,056	428	1,82	30	33,33
2s	72	29,4	460	1,82	10	100
2	76	29,4	469	1,85	11	90,91
3	45	29,4	275	1,23	1,05	952,38
4	4	9.056	275	1,25		
5	4	9,056	423	1,8	30	33,33
6	48	29,4	421	1,71	8	125
7	48	29,4	280	1,26	1,08	925,92

Točka 2:

$$\eta_k = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \rightarrow h_2 = 469 \text{ kJ/kg}; \eta_k = 0,78 \quad (5-1)$$

Potrebni maseni protok radne tvari, $\phi_k = 77 \text{ kW}$

$$\phi_k = q_{mRT} \cdot (h_2 - h_3) \rightarrow q_{mRT} = 0,4 \text{ kg/s} \quad (5-2)$$

Potreban učin isparivača

$$\phi_l = q_{mRT} \cdot (h_1 - h_4) = 0,4 \cdot (428 - 280) = 60,7 \text{ kW} \quad (5-3)$$

Snaga kompresora

$$P = q_{mRT} \cdot (h_2 - h_1) = 0,4 \cdot (469 - 428) = 16,3 \text{ kW} \quad (5-4)$$

Potrebna snaga kondenzatora

$$\phi_k = P + \phi_l = 16,3 + 60,7 = 77 \text{ kW} \quad (5-5)$$

$$\text{COPG} = \frac{\phi_k}{P} = \frac{77}{16,3} = 4,73 \quad (5-6)$$

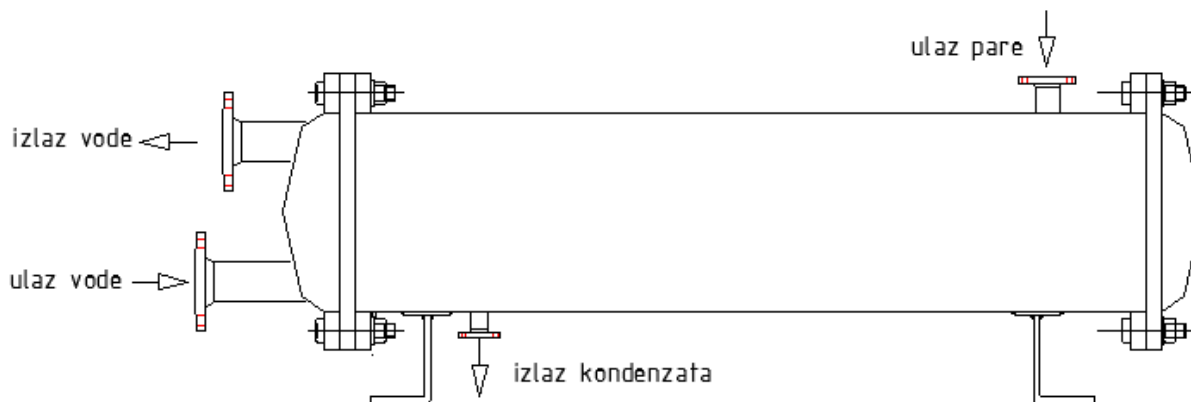
5.1. Termodinamički proračun Shell&Tube kondenzatora

- proračun i podaci prema [13]

Kondenzator je u izvedbi s cijevima u plaštu, cijevi su od bakra te je orebrenje utisnuto na glatke cijevi.

Proračun dimenzija kondenzatora je izveden prema ulaznim parametrima za predviđene uvjete rada:

- potreba za grijanjem $Q_c = 77 \text{ kW}$
- ulazna temperatura vode $t_{w1} = 40^\circ\text{C}$
- izlazna temperatura vode $t_{w2} = 45^\circ\text{C}$
- temperatura kondenzacije $t_c = 48^\circ\text{C}$
- radna tvar: R410a



Slika 18. Shematski prikaz kondenzatora s cijevima u plaštu

Pretpostavljena gustoća toplinskog toka na vanjskoj strani cijevi : [13]

$$q_e = 3120 \text{ W/m}^2$$

Potrebna površina za izmjenu topline:

$$A_e = Q_c / q_e \quad (5-7)$$

$$A_e = 77 \cdot 10^3 / 3120 = 24,68 \text{ m}^2$$

Unutarnji promjer plašta kondenzatora

$$D = 300 \text{ mm}$$

Iskustveno odabrane početne vrijednosti konstrukcije za daljnji proračun:

$$d_e = 18 \text{ mm} \quad - \text{ orebrenje je utisnuto na glatke cijevi vanjskog promjera } d_e$$

$$d_t = 20,8 \text{ mm} \quad - \text{ vanjski promjer cijevi (na vrhu rebara)}$$

$$d_i = 13,3 \text{ mm} \quad - \text{ unutarnji promjer}$$

$$s = 23 \text{ mm} \quad - \text{ razmak cijevi}$$

$$A_e / A_i = 3.513 \quad - \text{ omjer vanjske i unutarnje površine za izmjenu topline (5-8)}$$

Unutarnja površina:

$$A_i = A_e / 3,513 = 7,02 \text{ m}^2 \quad (5-9)$$

Približni broj cijevi koji se može smjestiti unutar plašta:

$$n_t = 0,75 [(D / s)^2 - 1] + 1 \quad (5-10)$$

$$n_t = 0,75 [(0,3 / 0,023)^2 - 1] + 1 = 127$$

Konačan broj cijevi:

$$n_t = 126 \quad (5-11)$$

Ukupna potrebna duljina cijevi:

$$L_{ov} = A_i / (\pi d_i) \quad (5-12)$$

$$L_{ov} = 7,02 / (\pi 0,0133) = 168,22 \text{ m}$$

Aktivna duljina kondenzatora:

$$L = L_{ov} / n_t \quad (5-13)$$

$$L = 168,22 / 126 = 1,33 \text{ m}$$

Maseni protok vode kroz kondenzator:

$$\dot{m}_w = \frac{Q_c}{c_w(t_{w2} - t_{w1})} \quad (5-14)$$

$$\dot{m}_w = \frac{77}{4,1788(45 - 40)} = 3,69 \text{ kg/s}$$

Broj prolaza vode:

$$n_p = 4$$

Broj cijevi u jednom prolazu:

$$n_{t1} = n_t / n_p = 126 / 4 = 31,5 \quad (5-15)$$

Brzina vode u cijevima:

$$W = \frac{\dot{m}_w}{\frac{\pi d_i^2}{4} n_{t1} \rho_w} \quad (5-16)$$

$$W = \frac{3,69}{\frac{\pi 0,0133^2}{4} 31,5 \cdot 995,3} = 0,85 \text{ m/s}$$

Srednja logaritamska temperaturna razlika:

$$\Delta t_m = \frac{(t_c - t_{w1}) - (t_c - t_{w2})}{\ln \frac{t_c - t_{w1}}{t_c - t_{w2}}} \quad (5-17)$$

$$\Delta t_m = \frac{(48 - 40) - (48 - 45)}{\ln \frac{48 - 40}{48 - 45}} = 5,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Srednja vrijednost temperature vode:

$$t_{wm} = t_c - \Delta t_m = 48 - 5,1 = 42,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5-18)$$

Termodinamička svojstva vode pri srednjoj temperaturi $t_{wm} = 42,9 \text{ °C}$ [14]

$\rho = 991,02 \text{ kg/m}^3$	- gustoća
$c = 4,1789 \text{ kJ/(kgK)}$	- specifični toplinski kapacitet
$\lambda = 0,6345 \text{ W/(mK)}$	- toplinska vodljivost
$\eta = 619,96 \cdot 10^{-6} \text{ Pa s}$	- dinamička viskoznost
$\nu = \eta / \rho = 619,96 \cdot 10^{-6} / 991,02 = 0,6256 \cdot 10^{-6},$ - kinematička viskoznost (5-19)	

Koeficijent prijelaza topline na strani vode

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (5-20)$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_i}{\lambda} ; Re = \frac{w \cdot d_i}{\nu} ; Pr = \frac{\eta \cdot c}{\lambda} \quad (5-21)$$

Pojednostavljeni izraz za koeficijent prijelaza topline (izveden prema Mac Adamsovoj metodi):

$$\alpha_w = f_w B_w \frac{w^{0,8}}{d_i^{0,2}} \quad (5-22)$$

Gdje B_w obuhvaća samo termodinamička svojstva vode

$$B_w = 0,023 \cdot \lambda^{0,6} \cdot (\eta \cdot c)^{0,4} \cdot \nu^{-0,8} \quad (5-23)$$

Ili

$$B_w = 0,023 \cdot \lambda^{0,6} \cdot \rho^{0,8} \cdot c^{0,4} \cdot \eta^{-0,4} \quad (5-24)$$

Konačna jednadžba za koeficijent prijelaza topline na strani vode

$$\alpha_w = f_w B_w \frac{w^{0,8}}{d_i^{0,2}} \quad (5-25)$$

gdje je f_w korekcijski faktor koji ovisi o Re broju

$$f_w = 1$$

za $Re \geq 10000$ (turbulentno strujanje)

$$f_w = -0,0101183(Re/1000)^2 + 0,18978(Re/1000) + 0,106247 \quad (5-26)$$

za $Re < 10000$

$$B_w = 0,023 \cdot 0,6345^{0,6} \cdot 991,02^{0,8} \cdot 4178,9^{0,4} \cdot (619,96 \cdot 10^{-6})^{-0,4} = 2352,51$$

Reynoldsov broj:

$$Re = \frac{0,85 \cdot 0,0133}{0,6256 \cdot 10^{-6}} = 18071; \quad \text{iz čega slijedi } f_w = 1$$

$$\alpha_w = 1 \cdot 2352,51 \frac{0,85^{0,8}}{0,0133^{0,2}} = 4885,03 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

Toplinska vodljivost bakra:

$$\lambda_1 = 370 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}: [16]$$

Toplinska otpornost materijala cijevi svedena na srednji promjer cijevi:

$$R_1 = (\delta_1 / \lambda_1)(d_i / d_m) = (0,00235 / 370)(13,3 / 15,65) = 0,0000054 \text{ m}^2\text{K/W} \quad (5-27)$$

Toplinska otpornost zbog naslaga kamena, ako je debljina kamena 0,4 mm, $\lambda_2 = 2 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$:

$$R_2 = \delta_2 / \lambda_2 = 0,0004 / 2 = 0,0002 \text{ m}^2\text{K/W} \quad (5-28)$$

Gustoća toplinskog toka s vodene strane:

$$q_i = \frac{t_z - t_{wm}}{\frac{1}{\alpha_w} + \sum R_i} \quad (5-29)$$

$$q_i = \frac{t_z - 42,9}{\frac{1}{4885,03} + 0,0002054}$$

$$q_i = 2438,4 (t_z - 42,9)$$

Ukupna toplinska otpornost na vodenoj strani:

$$\sum R_i = 0,0000054 + 0,0002 = 0,0002054 \text{ m}^2\text{K/W} \quad (5-30)$$

Gustoća toplinskog toka s vodene strane:

$$q_e = (A_i / A_e) q_i = (5,77 / 20,26) q_i \quad (5-31)$$

$$q_e = (6,86 / 24,1) \cdot 2438,4 (t_z - 42,9)$$

$$q_e = 694,08 (t_z - 42,9) \quad (1)$$

- gdje je t_z temperatura stijenke cijevi

Koeficijent prijelaza topline na strani rashladne tvari, kondenzacija

$$\alpha_R = 0,725 \cdot \left(\frac{g \cdot h_c \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3}{\eta \cdot d_e (t_c - t_z)} \right)^{0,25} \cdot f^{-1/6} \cdot \psi_c \quad (5-32)$$

$$\alpha_R = 0,725 \cdot B \cdot d_e^{-0,25} \cdot f^{-1/6} \cdot \psi_c (t_c - t_z)^{-0,25} \quad (5-33)$$

Koeficijent B se računa sa termodinamičkim svojstvima vrele kapljevine radne tvari na temperaturi kondenzacije $t_c = 48^\circ\text{C}$

$$B = \left(\frac{g \cdot h_c \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3}{\eta} \right)^{0,25} \quad (5-34)$$

Termodinamička svojstva vrele kapljevine radne tvari R410a pri temperaturi kondenzacije $t_c = 48^\circ\text{C}$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2 \quad \text{-ubrzanje sile teže}$$

$$h_c = 281,04 \text{ kJ/kg} \quad \text{- specifična toplina kondenzacije}$$

$$\rho = 926,27 \text{ kg/m}^3 \quad \text{- gustoća}$$

$$\lambda = 0,0818 \text{ W/m K} \quad \text{- toplinska vodljivost}$$

$$\eta = 85,3 \cdot 10^{-6} \text{ Pa s} \quad \text{- dinamička viskoznost}$$

$$B = \left(\frac{9,81 \cdot 281040 \cdot 926,27^2 \cdot 0,0818^3}{85,3 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,25} = 1973,8$$

Približan srednji broj cijevi u jednom vertikalnom redu:

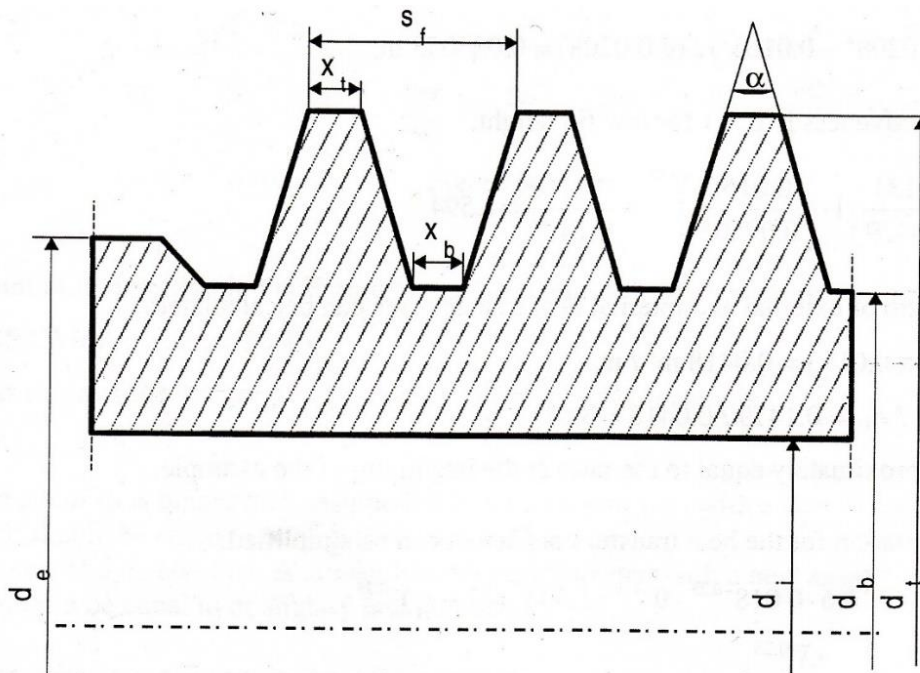
$$f = 0,9D / (1,732s) \quad (5-35)$$

$$f = 0,9 \cdot 0,3 / (1,732 \cdot 0,023) \approx 6,8$$

Koeficijent Ψ_c koji uključuje kondenzaciju na orebrenim cijevima:

$$\Psi_c = 1,3 \frac{A_{v1}}{A_{e1}} E^{0,75} \left(\frac{d_b}{h_r} \right)^{0,25} + \frac{A_{h1}}{A_{e1}} \quad (5-36)$$

Bakrene cijevi su orebrene kako je prikazano na slici



Slika 19. Orebrenje bakrene cijevi [13]

Vertikalni dijelovi cijevne površine (po metru):

$$A_{v1} = \pi (d_i^2 - d_b^2) / (2s_f \cos \frac{\alpha}{2}) \quad (5-37)$$

$$A_{v1} = \pi (0,0208^2 - 0,0165^2) / (2 \cdot 0,002 \cdot \cos 17,5^\circ) = 0,132 \text{ m}^2 / \text{m}$$

Horizontalni dijelovi cijevne površine (po metru):

$$A_{h1} = \pi (d_t \cdot x_t + d_b \cdot x_b) / s_f \quad (5-38)$$

$$x_t = s_f - x_b - 2 \cdot h_f \tan(\alpha/2) \quad (5-39)$$

Visina orebrenja:

$$h_f = (d_t - d_b) / 2 \quad (5-40)$$

$$h_f = (20,8 - 16,5) / 2 = 2,15 \text{ mm}$$

$$x_t = 2 - 0,6 - 2 \cdot 2,15 \cdot \tan(17,5^\circ) = 0,044 \text{ mm}$$

$$A_{h1} = \pi(0,0208 \cdot 0,000044 + 0,0165 \cdot 0,0006) / 0,002 = 0,0169 \text{ m}^2/\text{m}$$

Ukupna površina po jednom metru:

$$A_{e1} = A_{v1} + A_{h1} = 0,132 + 0,0169 = 0,1489 \text{ m}^2/\text{m} \quad (5-41)$$

Relativna visina orebrenja:

$$h_r = \pi (d_t^2 - d_b^2) / (4d_t) \quad (5-42)$$

$$h_r = \pi (0,0208^2 - 0,0165^2) / (4 \cdot 0,0208) = 0,006053 \text{ m}$$

Učinkovitost orebrenja E je približno jednaka 1 za niska orebrenja

$$\psi_c = 1,3 \frac{0,131}{0,1489} \cdot 1 \cdot \left(\frac{0,0165}{0,00605} \right)^{0,25} + \frac{0,0169}{0,1489} = 1,594$$

Sada se može izračunati odnos vanjske i unutarnje površine za izmjenu topline:

$$A_{i1} = \pi \cdot d_i = \pi \cdot 0,0133 = 0,0418 \text{ m}^2 / \text{m} \quad (5-43)$$

$$A_e / A_i = A_{e1} / A_{i1} = 0,1489 / 0,0418 = 3,56 \quad (5-44)$$

Omjer odgovara pretpostavljenom omjeru s početka.

Sada se jednačba za koeficijent prijelaza topline može pojednostaviti:

$$\alpha_R = 0,725 \cdot 1973,8 \cdot 0,018^{-0,25} \cdot 6,8^{-1/6} \cdot 1,594 \cdot (48 - t_z)^{-0,25}$$

$$\alpha_R = 4526 (48 - t_z)^{-0,25} \quad (5-45)$$

Toplinska otpornost zbog stvaranja naslaga na strani rashladne tvari:

$$R_e = 0$$

Gustoća toplinskog toka izražena na strani radne tvari:

$$q_e = \alpha_R (48 - t_z) \quad (5-46)$$

Možemo uvrstiti α_R

$$q_e = 4526 (48 - t_z)^{0,75} \quad (2)$$

Rješavanje sustava jednačbi (1) i (2) daje rješenje:

$$q_e = 3124,355 \text{ W/m}^2 \quad t_z = 47,39^\circ \text{ C, što odgovara početnoj pretpostavci}$$

Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari:

$$\alpha_R = 4526 (48 - 47,39)^{-0,25} = 5121,89 \text{ W/(m}^2\text{K)} \quad (5-47)$$

Ukupni koeficijent prolaza topline sveden na vanjski promjer cijevi:

$$k_e = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_R} + R_e + \left(\sum R_i + \frac{1}{\alpha_w} \right) \frac{A_e}{A_i}} \quad (5-48)$$

$$k_e = \frac{1}{\frac{1}{5121,89} + 0 + \left(0,0002054 + \frac{1}{4885,03} \right) \cdot 3,56} = 602,91 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

Pad tlaka na strani vode:

$$\Delta p = \left(\xi \frac{L}{d_i} + \zeta_{in} + 1 + \frac{\zeta_{in} + 1}{n_p} \right) n_p \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (5-49)$$

- koeficijent lokalnih gubitaka uzimamo $\zeta_{in} \approx 0,5$

- faktor trenja:

$$\xi = 0,3164 / \text{Re}^{0,25} = 0,3164 / 18071^{0,25} = 0,0273 \quad (5-50)$$

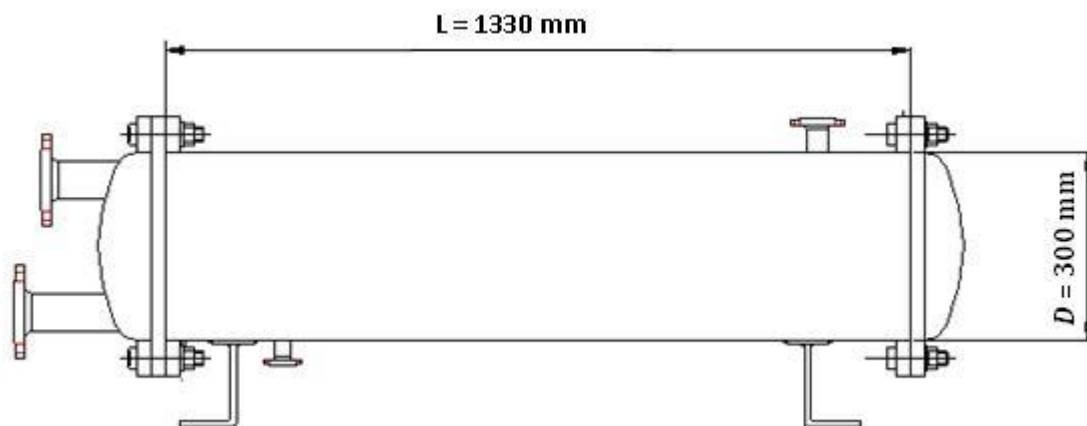
$$\Delta p = \left(0,0273 \frac{1,33}{0,0133} + 0,5 + 1 + \frac{0,5+1}{4} \right) \cdot 4 \cdot \frac{991,02 \cdot 0,85^2}{2} = 6557,665 \text{ Pa}$$

Konačne dimenzije kondenzatora s cijevima u plaštu:

- aktivna duljina: $L = 1330 \text{ mm}$

- promjer plašta: $D = 300 \text{ mm}$

- $L/D_v = 4,45$



Slika 20. Dimenzije kondenzatora

5.2. Termodinamički proračun pločastog kondenzatora [15]

$$\Phi_k = 77 \text{ kW}$$

- učinak kondenzatora

$$\theta_{w1} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- temperatura vode na ulazu u kondenzator

$$\theta_{w2} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- temperatura vode na izlazu iz kondenzatora

$$\theta_{\text{sup}} = 76 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- ulazna temperatura radnog medija

$$\Delta\theta_{\text{sup}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

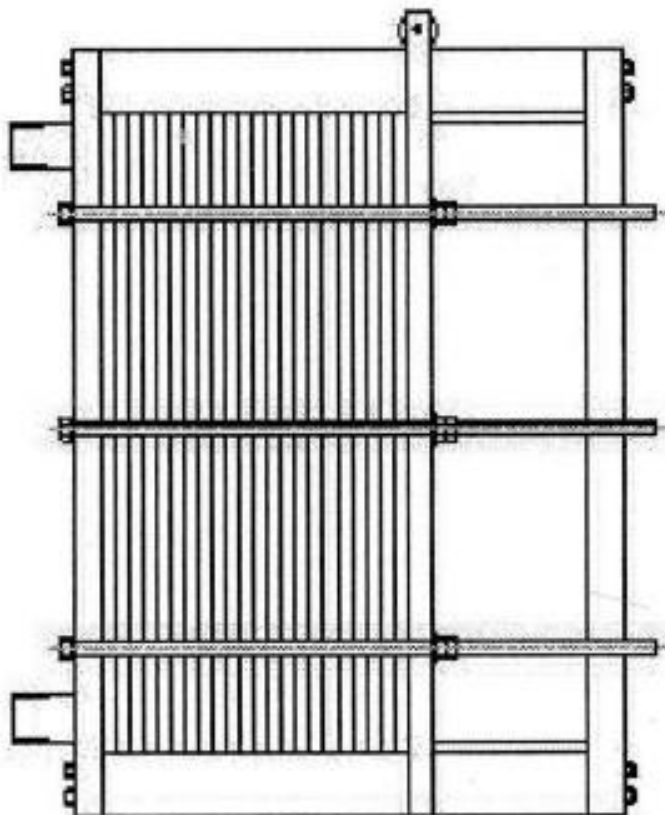
- temperatura pothlađenja

$$\theta_c = 48 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- temperatura kondenzacije

R410A

- radna tvar



Slika 21. Shema pločastog kondenzatora

Termodinamička svojstva radnih medija

Srednja logaritamska temperaturna razlika:

$$\Delta\theta_m = \frac{(\vartheta_c - \vartheta_{w1}) - (\vartheta_c - \vartheta_{w2})}{\ln \frac{\vartheta_c - \vartheta_{w1}}{\vartheta_c - \vartheta_{w2}}} \quad (5-51)$$

$$\Delta\theta_m = \frac{(48 - 40) - (48 - 45)}{\ln \frac{48 - 40}{48 - 45}} = 5,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Srednja vrijednost temperature vode:

$$\theta_{wm} = \theta_c - \Delta\theta_m = 48 - 5,1 = 42,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5-52)$$

Termodinamička svojstva vode pri srednjoj temperaturi $\theta_{wm} = 42,9 \text{ } ^\circ\text{C}$ [14]

$\rho_w = 991,02 \text{ kg/m}^3$	- gustoća
$c_w = 4,1789 \text{ kJ/(kgK)}$	- specifični toplinski kapacitet
$\lambda_w = 0,6275 \text{ W/(m K)}$	- toplinska vodljivost
$\eta_w = 752,08 \cdot 10^{-6} \text{ Pa s}$	- dinamička viskoznost
$\nu_w = \eta_w / \rho_w = 752,08 \cdot 10^{-6} / 991,02 = 0,7589 \cdot 10^{-6},$	- kinematička viskoznost
$Pr_w = \frac{\eta_w \cdot c_w}{\lambda_w} = 5,07$	- Prandtlov broj (5-53)

Termodinamička svojstva vrele kapljevine radne tvari R410a pri temperaturi kondenzacije $\theta_c = 48^\circ\text{C}$ [14]

$g_l = 9,81 \text{ m/s}^2$	-ubrzanje sile teže
$c_l = 2,15 \text{ kJ}/(\text{kgK})$	- specifični toplinski kapacitet
$h_l = 281,04 \text{ kJ/kg}$	- specifična toplota kondenzacije
$\rho_l = 926,27 \text{ kg/m}^3$	- gustoća
$\lambda_l = 0,0818 \text{ W/m K}$	- toplinska vodljivost
$\eta_l = 85,3 \cdot 10^{-6} \text{ Pa s}$	- dinamička viskoznost

Termodinamička svojstva zasićene pare radne tvari R410a pri temperaturi kondenzacije $\theta_c = 48^\circ\text{C}$ [14]

$g_v = 9,81 \text{ m/s}^2$	-ubrzanje sile teže	
$c_v = 2,17 \text{ kJ}/(\text{kgK})$	- specifični toplinski kapacitet	
$h_v = 423,144 \text{ kJ/kg}$	- specifična toplota kondenzacije	
$\rho_v = 131,77 \text{ kg/m}^3$	- gustoća	
$\lambda_v = 0,0252 \text{ W}/(\text{m K})$	- toplinska vodljivost	
$\eta_v = 16,15 \cdot 10^{-6} \text{ Pa s}$	- dinamička viskoznost	
$\nu_v = \frac{\eta_v}{\rho_v} = 1,23 \cdot 10^{-7}$	- kinematička viskoznost	(5-54)
$h_i = 141 \text{ kJ/kg}$	- latentna toplota radne tvari pri $\theta_c = 48^\circ\text{C}$	

Odabir dimenzija pločastog kondenzatora

$H_k = 0,543 \text{ m}$	- visina kondenzatora	
$B_k = 0,281 \text{ m}$	- širina kondenzatora	
$\beta = 30^\circ$	- kut orebrenja izmjenjivača	
$\Phi = 1,31$	- faktor površine kondenzatora	
$b_k = 0,0015 \text{ m}$	- dubina orebrenja (širina kanala)	
$t_{pl} = 2 \text{ mm}$	- debljina ploča kondenzatora	
$d_e = 2 \cdot (b_k / \Phi) = 0,00229 \text{ m}$	- ekvivalentni promjer kanala	(5-55)

$N_k = 50$	- broj ploča kondenzatora	
$A_c = B_k \cdot b_k = 0,0006 \text{ m}^2$	- površina jednog kanala	(5-56)

Prijelaz topline na strani vode

$N_w = 50/2 = 50/2 = 25$	- broj kanala za strujanje vode	(5-57)
--------------------------	---------------------------------	--------

$q_{mw} = \frac{\Phi_k}{c_w \cdot (\vartheta_{w2} - \vartheta_{w1})} = 3,68 \text{ m/s}$	- maseni protok vode	(5-58)
--	----------------------	--------

$w_w = \frac{q_{mw}}{A_c \cdot \rho_w \cdot N_w} = 0,031 \text{ m/s}$	- brzina strujanja vode kroz kanal	(5-59)
---	------------------------------------	--------

$Re_w = w_w \cdot d_e \cdot (\rho_w / \eta_w) = 93,5115$	- Reynoldsov broj	(5-60)
--	-------------------	--------

$Pr_w = 5,07$	- Prandtlova značajka	
---------------	-----------------------	--

Nusseltova značajka računata je prema proračunu Wanniarachchi (ASHRAE Fundamentals 3. 31, Table 18.) Vrijedi za Reynolds = $1 \dots 10^4$ i $\varphi = 20^\circ \dots 62^\circ$

Faktori potrebni za proračun Nusseltova broja:

$Nu_{1w} = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot Re_w^{0,339} = 4,323$	(5-61)
---	--------

$m = 0,646 + 0,0011\beta = 0,679$	(5-62)
-----------------------------------	--------

$Nu_{tw} = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} \cdot Re_w^m = 6,16$	(5-63)
--	--------

$Nu_w = (Nu_{1w}^3 + Nu_{tw}^3)^{1/3} \cdot Pr_w^{1/3} = 11,68$	(5-64)
---	--------

Koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_w = Nu_w \cdot (\lambda_w / d_e) = 3200,16 / m^2K \quad (5-65)$$

Prijelaz topline na strani radne tvari R410a

Prijelaz topline u prvom dijelu kondenzatora:

$$\Phi_{sup} = q_{mRT} \cdot (h_2 - h_6) = 19,68 \text{ kW} \quad (5-66)$$

Temperatura vode na ulazu u zonu 1:

$$\theta_{w1} = \theta_{w2} - \frac{\Phi_{sup}}{q_{mw} \cdot c_w} = 43,72^\circ \text{C} \quad (5-67)$$

Srednja logaritamska temperaturna razlika u zoni 1:

$$\Delta\theta_{m1} = \frac{(\vartheta_{sup} - \vartheta_{w2}) - (\vartheta_c - \vartheta_{w1})}{\ln\left(\frac{\vartheta_{sup} - \vartheta_{w2}}{\vartheta_c - \vartheta_{w1}}\right)} = 16,98^\circ \text{C} \quad (5-68)$$

Broj kanala za strujanje radne tvari:

$$N_R = N_k / 2 = 400 / 2 = 200 \quad (5-69)$$

Brzina strujanja radne tvari:

$$w_{R1} = \frac{q_{mRT}}{A_c \cdot \rho_v \cdot N_R} = 0,026 \text{ m/s} \quad (5-70)$$

Reynolds-ov broj:

$$Re_1 = \frac{w_{R1} \cdot d_e}{\nu_v} = 482,76 \quad (5-71)$$

Prandtl-ov broj:

$$Pr_1 = \frac{\eta_v \cdot c_v}{\lambda_v} = 1,39 \quad (5-72)$$

Nusselt-ova značajka:

$$Nu_{11} = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot Re_1^{0,339} = 7,543 \quad (5-73)$$

$$m = 0,679$$

$$Nu_{t1} = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} \cdot Re_1^m = 18,77 \quad (5-74)$$

Nusselt-ov broj:

$$Nu_1 = (Nu_{11}^3 + Nu_{t1}^3)^{1/3} \cdot Pr_1^{1/3} = 21,39 \quad (5-75)$$

Koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot (\lambda_v / d_e) = 235,39 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (5-76)$$

Koeficijent prolaza topline:

$$\lambda_{pl} = 209 \text{ W/mK} \quad - \text{ koeficijent toplinske vodljivosti aluminija [16]}$$

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{t_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{\alpha_1}} = 218,806 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (5-77)$$

Površina pregrijanog dijela kondenzatora

$$A_1 = \frac{\Phi_{\text{sup}}}{k_1 \cdot \Delta\vartheta_{m1}} = 5,3 \text{ m}^2 \quad (5-78)$$

Prijelaz topline u prvom dijelu kondenzatora:

$$\Phi_{\text{lat}} = q_{mRT} \cdot h_1 = 175,48 \text{ kW} \quad (5-79)$$

$$\Phi_{\text{sub}} = q_{mRT} \cdot (h_7 - h_3) = 2,05 \text{ kW} \quad (5-80)$$

Pretpostavljeni toplinski tok:

$$q_{2pr} = 4500 \text{ W/m}^2$$

Temperatura vode na izlazu iz zone 3:

$$\theta_{w3} = \theta_{w1} + \frac{\Phi_{\text{sub}}}{q_{mw} \cdot c_w} = 40,13 \text{ } ^\circ \text{C} \quad (5-81)$$

Srednja logaritamska temperaturna razlika u zoni 2:

$$\Delta\theta_{m2} = \frac{(\vartheta_c - \vartheta_{w2}) - (\vartheta_c - \vartheta_2)}{\ln\left(\frac{\vartheta_c - \vartheta_{w3}}{\vartheta_c - \vartheta_{w1}}\right)} = 5,05 \text{ } ^\circ \text{C} \quad (5-82)$$

Maseni protok po kvadratnom metru poprečnog presjeka jedne ploče:

$$G = q_{mRT} / (A_c \cdot N_R) = 3,42 \text{ kg/s m}^2 \quad (5-83)$$

Boilingov broj

$$Bo_A = q_{2pr} / (G \cdot h_i) = 0,00934 \quad (5-84)$$

Viskoznost i toplinska vodljivost u ovisnosti o sadržaju pare:

$$x = \begin{pmatrix} 0,4 \\ 0,5 \\ 0,6 \\ 0,7 \\ 0,8 \\ 0,9 \\ 1 \end{pmatrix} \quad \text{- promjena sadržaja pare}$$

$$\eta_x = \eta_l + x(\eta_v - \eta_l) \quad \text{- viskoznost} \quad (5-85)$$

$$\lambda_x = \lambda_l + x(\lambda_v - \lambda_l) \quad \text{- toplinska vodljivost} \quad (5-86)$$

Reynoldsov broj

Nusseltov broj

$$\text{Re}_{R2x} = (G \cdot d_e / \eta_x) = \begin{pmatrix} 135,7465 \\ 154,2519 \\ 178,5591 \\ 212,0728 \\ 260,9882 \\ 339,2338 \\ 484,4847 \end{pmatrix} \quad \text{Nu}_{R2x} = 30 \cdot \text{Re}_{R2x}^{0,875} \cdot \text{Bo}_A^{0,714} = \begin{pmatrix} 78,36 \\ 87,63 \\ 99,62 \\ 115,78 \\ 138,84 \\ 174,65 \\ 238,56 \end{pmatrix}$$

$$\alpha_{2x} = \text{Nu}_{R2x} \cdot \frac{\lambda_{xi}}{d_e} \quad (5-87)$$

$$\alpha_{2x} = \begin{pmatrix} 2024,399 \\ 2047,32 \\ 2081,21 \\ 2132,609 \\ 2214,137 \\ 2353,493 \\ 2625,131 \end{pmatrix} \quad \text{W/m}^2\text{K} \quad \text{- koeficijent prijelaza topline}$$

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_{2xi}}{7} = 2211,186 \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{- srednji koeficijent prijelaza topline} \quad (5-88)$$

Koeficijent prolaza topline:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{t_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{\alpha_2}} = 1291,5 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (5-89)$$

Površina zasićenog dijela kondenzatora:

$$A_2 = \frac{\Phi_{lat}}{k_2 \cdot \Delta\vartheta_{m2}} = 26,91 \text{ m}^2 \quad (5-90)$$

Prijelaz topline u kapljevinskom dijelu kondenzatora:

Srednja logaritamska temperaturna razlika u zoni 3:

$$\Delta\theta_{m3} = \frac{(\vartheta_c - \vartheta_{w3}) - (\vartheta_{sub} - \vartheta_{w1})}{\ln\left(\frac{\vartheta_c - \vartheta_{w3}}{\vartheta_{sub} - \vartheta_{w1}}\right)} = 18,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5-91)$$

Brzina strujanja radne tvari:

$$w_{R3} = \frac{q_{mRT}}{A_c \cdot \rho_l \cdot N_R} = 0,00368 \text{ m/s} \quad (5-92)$$

Reynolds-ov broj:

$$Re_3 = \frac{w_{R3} \cdot d_e}{\nu_l} = 91,7 \quad (5-93)$$

Prandtl-ov broj:

$$Pr_3 = \frac{\eta_l \cdot c_l}{\lambda_l} = 2,24 \quad (5-94)$$

Nusselt-ova značajka:

$$Nu_{133} = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot Re_3^{0,339} = 4,3 \quad (5-95)$$

$$m = 0,679$$

$$Nu_{t33} = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} \cdot Re_3^m = 6,08 \quad (5-96)$$

Nusselt-ov broj:

$$Nu_3 = (Nu_{133}^3 + Nu_{t33}^3)^{1/3} \cdot Pr_3^{1/3} = 8,8 \quad (5-97)$$

Koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_3 = Nu_3 \cdot (\lambda_l / d_e) = 314,23 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (5-98)$$

Koeficijent prolaza topline:

$$k_3 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\tau_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{\alpha_3}} = 285,352 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (5-99)$$

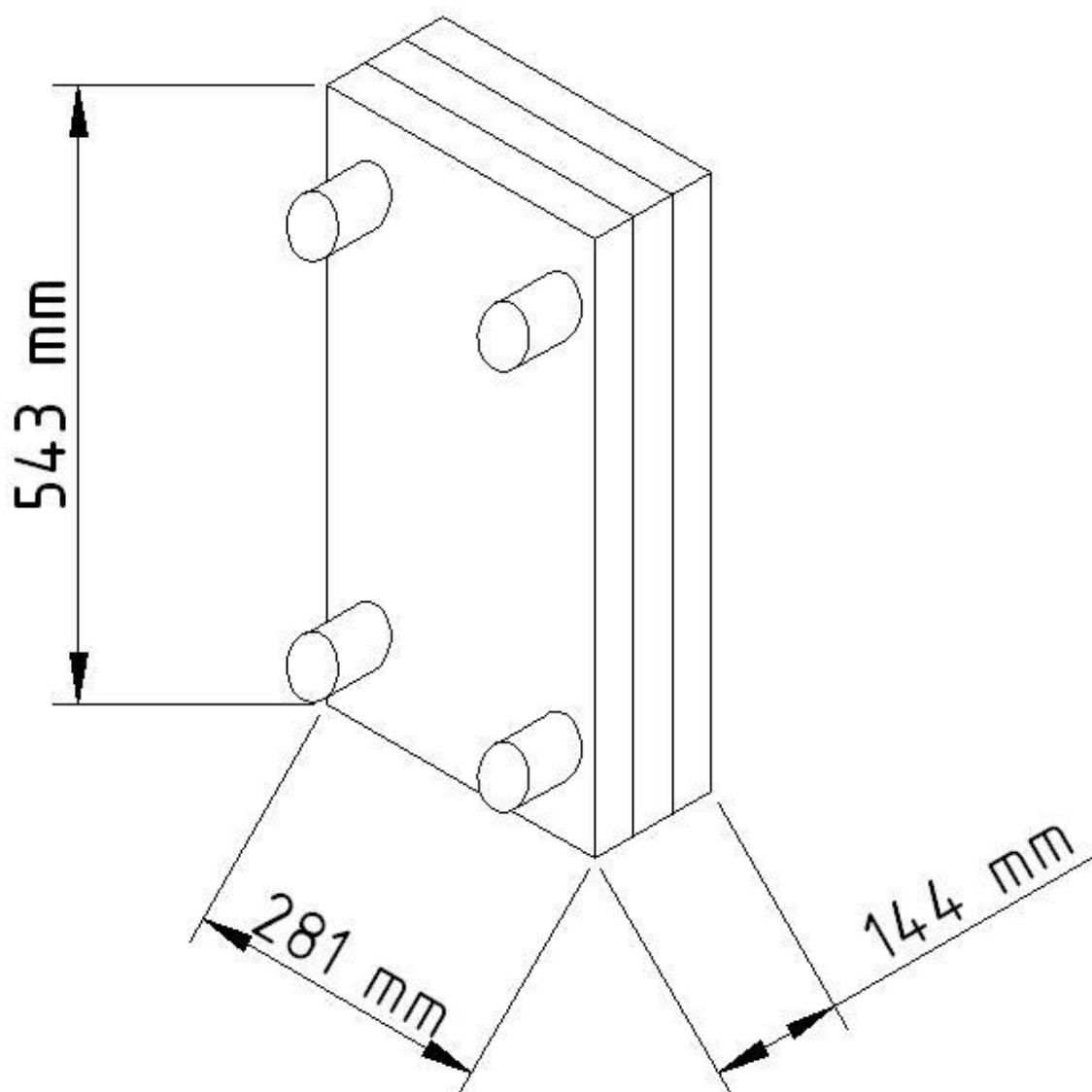
Površina kapljevinskog dijela kondenzatora:

$$A_3 = \frac{\Phi_{sub}}{k_3 \cdot \Delta\vartheta_{m3}} = 132,893 \text{ m}^2 \quad (5-100)$$

Provjera površine izabrane za izmjenu topline:

$$A_{uk} = \Phi \cdot B_k \cdot H_k \cdot N_k = 167,68 \text{ m}^2 \quad (5-101)$$

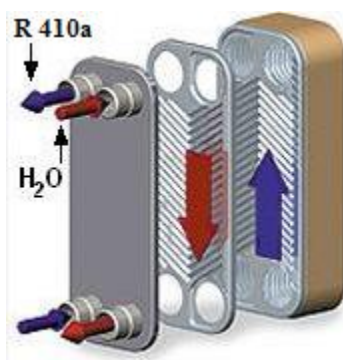
$$A_{pot} = A_1 + A_2 + A_3 = 165,1 \text{ m}^2 \quad (5-102)$$



Slika 22. Pločasti kondenzator – dimenzije

5.3. Proračun pločastog isparivača

Potreban učin isparivača $\Phi_I = 60,7 \text{ kW}$.



Slika 23. Pločasti kompaktni isparivač

Karakteristične veličine radnih medija

Voda

$t_{su} = 11 \text{ °C}$	- temperatura vode na ulazu u isparivač	
$t_{si} = 8 \text{ °C}$	- temperatura vode na izlazu isparivača	
$\Delta t_s = t_{su} - t_{si} = 3 \text{ °C}$	- razlika temperatura ulaz-izlaz	(5-102)
$c_{pw} = 4,1958 \text{ kJ/kgK}$	- specifični toplinski kapacitet vode pri srednjoj temperaturi	
$\rho_w = 999,7 \text{ kg/m}^3$	- gustoća vode pri srednjoj temperaturi	

$$q_{mw} = \Phi_I / (c_{pw} \cdot \Delta t_s) \quad - \text{ protočna masa vode} \quad (5-103)$$

$$q_{mw} = 4,82 \text{ kg/s}$$

Radna tvar R410a

$t_4 = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$	- temperatura isparavanja	
$t_1 = 9\text{ }^{\circ}\text{C}$	- temperatura pregrijanja	
$h_4 = 275\text{ kJ/kg}$	- entalpija RT na ulazu u isparivač [11]	
$h_5 = 423\text{ kJ/kg}$	- entalpija RT na kraju isparavanja [11]	
$h_1 = 428\text{ kJ/kg}$	- entalpija RT na izlazu iz isparivača [11]	
$\Delta h_{54} = 423 - 275 = 148\text{ kJ/kg}$	- specifični učinak isparivača	(5-104)
$q_{mRT} = 0,41\text{ kg/s}$	- maseni protok radne tvari	

Svojstva radnih medija**Voda (za 10 °C)**

$c_w = 4,1958\text{ kJ/kgK}$	- specifični toplinski kapacitet
$\eta_w = 1305,98 \cdot 10^{-6}\text{ Pa s}$	- dinamička viskoznost
$\lambda_w = 0,58\text{ W/mK}$	- koeficijent toplinske vodljivosti
$\rho_w = 999,7\text{ kg/m}^3$	- gustoća
$Pr = 9,4476$	- Prandtlova značajka

Kondenzat R410a (pri temperaturi 4 °C)

$c_{fl} = 1,528\text{ kJ/kgK}$	- specifični toplinski kapacitet
$\eta_{fl} = 157,9 \cdot 10^{-6}\text{ Pa s}$	- dinamička viskoznost radne tvari
$\lambda_{fl} = 0,1115\text{ W/mK}$	- koeficijent toplinske vodljivosti
$\rho_{fl} = 1155\text{ kg/m}^3$	- gustoća radne tvari

Para R410a

$c_{fv} = 1,147 \text{ kJ/kgK}$	- specifični toplinski kapacitet
$\eta_{fv} = 12,55 \cdot 10^{-6} \text{ Pa s}$	- dinamička viskoznost radne tvari
$\lambda_{fv} = 0,01213 \text{ W/mK}$	- koeficijent toplinske vodljivosti
$\rho_{fv} = 34,73 \text{ kg/m}^3$	- gustoća radne tvari

Odabir dimenzija pločastog isparivača

$L = 0,3 \text{ m}$	- visina isparivača	
$H = 0,2 \text{ m}$	- širina isparivača	
$\beta = 60^\circ$	- kut orebrenja izmjenjivača	
$\Phi = 1,196$	- faktor površine isparivača	
$b = 0,002 \text{ m}$	- dubina orebrenja (širina kanala)	
$d_e = 2 \cdot (b/\Phi) = 3,34 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	- ekvivalentni promjer kanala	(5-105)
$N = 170$	- broj ploča isparivača	
$A_c = H \cdot b = 6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$	- površina jednog kanala	(5-106)

Prijelaz topline na strani vode

$N_s = N/2 = 85$	- broj kanala za strujanje vode	(5-107)
$w_s = \frac{q_{mw}}{A_c \cdot \rho_w \cdot N_s} = 0,142 \text{ m/s}$	- brzina strujanja vode kroz kanal	(5-108)
$Re_s = w_s \cdot d_e \cdot (\rho_w / \eta_w) = 363,27$	- Reynoldsov broj	(5-109)
$Pr = 9,4476$	- Prandtlova značajka	

Nusseltova značajka računata je prema proračunu Wanniarachchi (ASHRAE Fundamentals 3. 31, Tablica 18.) Vrijedi za Reynolds = $1 \dots 10^4$ i $\varphi = 20^\circ \dots 62^\circ$

Faktori potrebni za proračun Nusseltova broja:

$$Nu_1 = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \varphi^{0,661} \cdot Re_s^{0,339} = 4,71 \quad (5-110)$$

$$m = 0,646 + 0,0011\beta = 0,712 \quad (5-111)$$

$$Nu_t = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \varphi^{1-m} \cdot Re_s^m = 8,22 \quad (5-112)$$

$$Nu_s = (Nu_1^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3} = 18,41 \quad (5-113)$$

$$\alpha_s = Nu_s \cdot (\lambda_w / d_e) = 3191,9 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (5-114)$$

Prijelaz topline na strani radne tvari R410a

Prema relaciji koju su izveli Lazarek i Black – za dvofazno strujanje u jako tankim cijevima

$$q_A = 6445 \text{ W/m}^2 \quad \text{- pretpostavljen toplinski tok}$$

$$\Delta\theta_m = \frac{(t_{su} - t_4) - (t_{si} - t_4)}{\ln \frac{(t_{su} - t_4)}{(t_{si} - t_4)}} = 5,36 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{- srednja logaritamska razlika temperatura} \quad (5-115)$$

$$A_c = 6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad \text{- površina jednog kanala}$$

$$N_f = (N/2) - 1 = 84 \quad \text{- broj kanala za strujanje radne tvari} \quad (5-116)$$

$$G = q_{mRT} / (A_c \cdot N_f) = 8,14 \text{ kg/s m}^2 \quad \text{- maseni protok/m}^2 \text{ poprečnog presjeka} \quad (5-117)$$

$$\Delta h_i = 148 \text{ kJ/kg} \quad \text{- razlika entalpija pri isparavanju}$$

$$Bo_A = q_A / (G \cdot \Delta h_i) = 0,00535 \quad \text{- Boilingov broj} \quad (5-118)$$

Viskoznost i toplinska vodljivost u ovisnosti o sadržaju pare:

$$x = \begin{pmatrix} 0,4 \\ 0,5 \\ 0,6 \\ 0,7 \\ 0,8 \\ 0,9 \\ 1 \end{pmatrix}$$

$$\eta_x = \eta_{fl} + x(\eta_{fv} - \eta_{fl}) \quad - \text{viskoznost} \quad (5-119)$$

$$\lambda_x = \lambda_{fl} + x(\lambda_{fv} - \lambda_{fl}) \quad - \text{toplinska vodljivost} \quad (5-120)$$

Reynoldsov broj

Nusseltov broj

$$Re_f = (G \cdot d_e / \eta_x) = \begin{pmatrix} 272,725 \\ 319,238 \\ 384,878 \\ 484,499 \\ 653,702 \\ 1004,508 \\ 2167,896 \end{pmatrix}$$

$$Nu_f = 30 \cdot Re_f^{0,875} \cdot Bo_A^{0,714} = \begin{pmatrix} 96,963 \\ 111,287 \\ 131,07 \\ 160,316 \\ 208,355 \\ 303,428 \\ 594,813 \end{pmatrix}$$

$$\alpha_f = Nu_{fi} \cdot \frac{\lambda_{xi}}{d_e} \quad (5-121)$$

$$\alpha_f = \begin{pmatrix} 2080,235 \\ 2056,9 \\ 2033,107 \\ 2010,431 \\ 1993,794 \\ 2002,031 \\ 2157,312 \end{pmatrix} \quad W/m^2K \quad - \text{koeficijent prijelaza topline}$$

$$\alpha_{fA} = \frac{\alpha_f}{7} = 2047,687 \text{ W/m}^2\text{K} \quad - \text{ srednji koeficijent prijelaza topline} \quad (5-122)$$

Provjera pretpostavke za toplinski tok

$$\begin{aligned} \lambda_c &= 20 \text{ W/mK} [16] & - \text{ koeficijent toplinske vodljivosti ploče Fe - Ni} \\ t &= 0,0006 \text{ m} & - \text{ debljina ploče} \\ k_A &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + \frac{t}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{fA}}} = 1202,43 \text{ W/m}^2\text{K} & - \text{ koeficijent prolaza topline} \quad (5-123) \\ q_A &= k_A \cdot \Delta\theta_m = 6446,04 \text{ W/m}^2 & - \text{ toplinski tok} \quad (5-124) \\ \alpha_s &= 3191,932 \text{ W/m}^2\text{K} & - \text{ koeficijent prijelaza topline na strani vode} \\ \alpha_{fA} &= 2047,7 \text{ W/m}^2\text{K} & - \text{ koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari} \end{aligned}$$

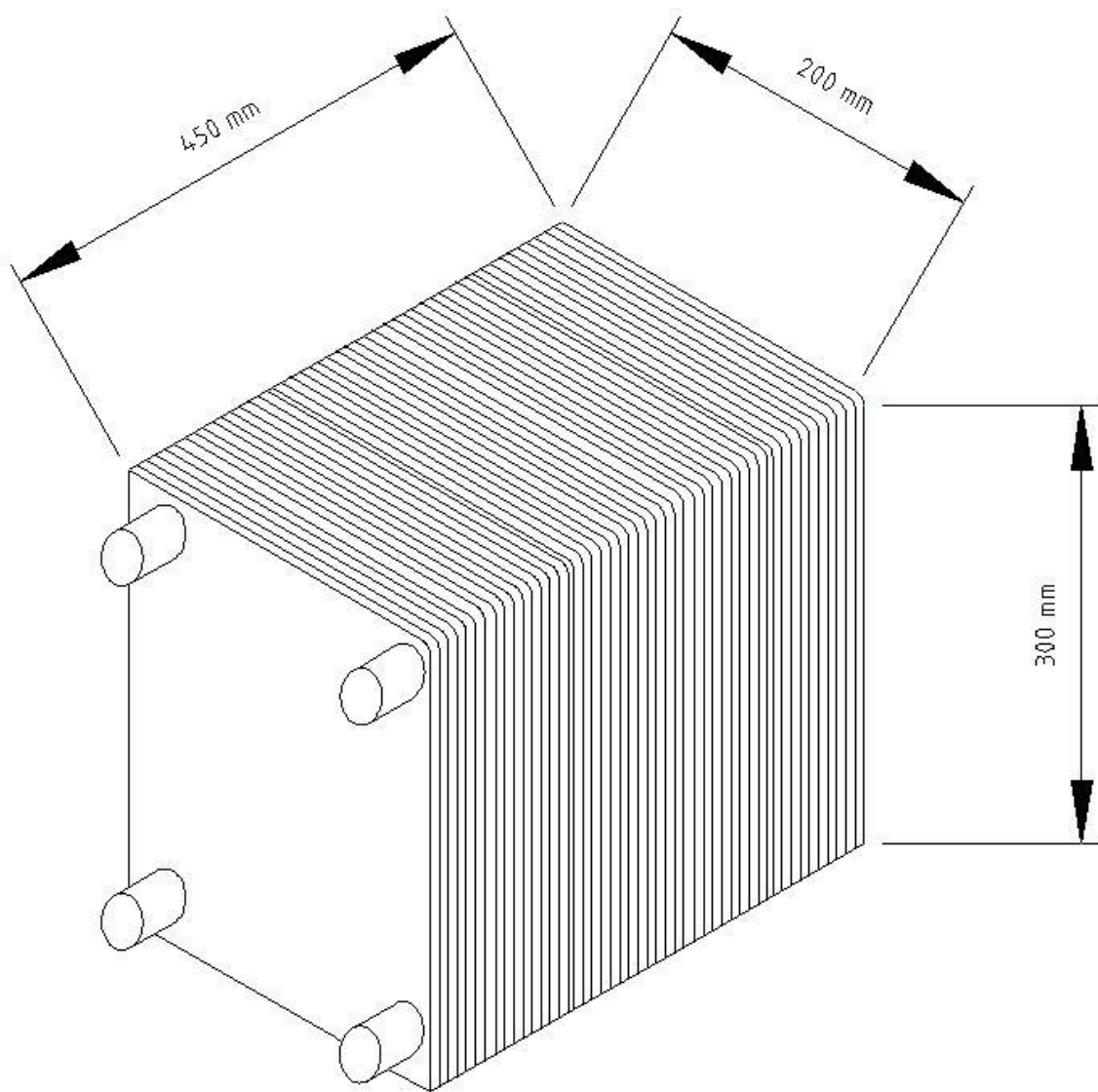
Provjera potrebne površine za izmjenu topline

$$\begin{aligned} A_{UK1} &= \varphi \cdot L \cdot H \cdot N = 12,19 \text{ m}^2 & - \text{ površina izmjene topline za odabrani izmjenjivač} \\ A_{UK2} &= \varphi_I / q_A = 9,42 \text{ m}^2 & - \text{ potrebna površina za izmjenu topline} \quad (5-125) \\ \Delta A &= (A_{UK1} / A_{UK2}) \cdot 100 - 100 = 29 \% & - \text{ postotak predimenzioniranosti izmjenjivača} \end{aligned}$$

Odabrani isparivač zadovoljava projektne uvjete

Konačne dimenzije isparivača:

$$\begin{aligned} L &= 300 \text{ mm} & - \text{ visina isparivača} \\ H &= 200 \text{ mm} & - \text{ širina isparivača} \\ D &= 450 \text{ mm} & - \text{ debljina isparivača} \\ \text{Broj ploča: } &170 \end{aligned}$$



Slika 24. Dimenzije pločastog isparivača

5.4. Odabir kompresora

Potrebna električna snaga kompresora je 16,3 kW, pri temperaturi isparavanja 4 °C i temperaturi kondenzacije 48 °C.

Odabran je scroll kompresor Bitzer GSD80295VA_4. Maksimalni kapacitet isparivača je 64,5 kW pri čemu je električna snaga koju tada kompresor troši 20,01 kW.

Tablica 15. Tehnički podaci kompresora

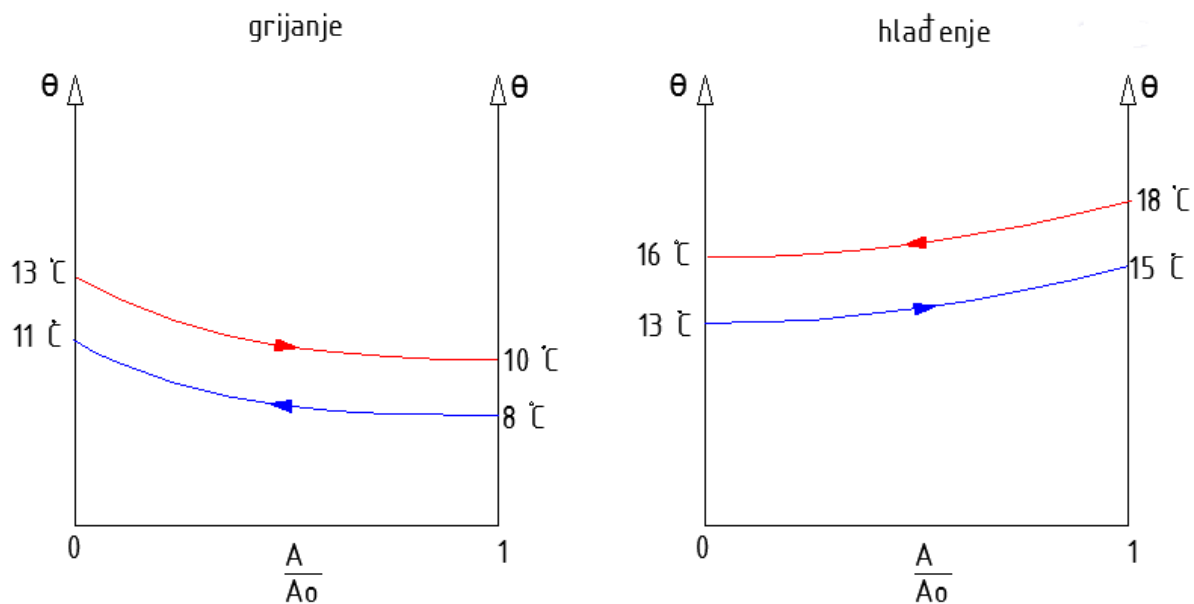
Napajanje motora	380...420 V/3/50Hz
Maksimalna struja	53 A
Masa	154 kg
Maksimalni kompresijski omjer	31 / 45 bar
Ulje	BVC32
Spremnik ulja	5,3 dm ³



Slika 25. Kompresor Bitzer 20 kW

5.5. Proračun međuizmjenjivača

Međuizmjenjivač radi u režimu grijanja i hlađenja. U režimu grijanja on hladi crpnu vodu temperature 13 °C na 10 °C pomoću povratne vode iz isparivača koja se pritom zagrijava sa 8 °C na 11 °C. U režimu hlađenja međuizmjenjivač crpnu vodu zagrijava sa 13 °C na 15 °C, te ta voda ide u sustav površinskog hlađenja. Voda se vraća sa temperaturom 18 °C i u međuizmjenjivaču se hladi na 16 °C. [17]



Slika 26. Dijagram međuizmjenjivača

Režim hlađenja:

$$\Phi_{MI} = q_{mw} \cdot c_w \cdot \Delta T = 60,7 \text{ kW} \rightarrow q_{mw} = 4,82 \text{ kg/s} \quad (5-126)$$

$$q_{vp} = \frac{q_m}{\rho_w} = 0,004817 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5-127)$$

$$q_{vp} \text{ 17,34 m}^3/\text{h}$$

Režim grijanja:

$$\Phi_{MI} = q_{mw} \cdot c_w \cdot \Delta T = 60,7 \text{ kW} \rightarrow q_{mw} = 7,23 \text{ kg/s} \quad (5-128)$$

$$q_{vp} = \frac{q_m}{\rho_w} = 0,00723 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5-129)$$

$$q_{vp} \text{ } 26,01 \text{ m}^3/\text{h}$$

Tablica 16. Režimi rada međuizmjenjivača

Grijanje	Hlađenje
$\Theta_{11} = 13 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Theta_{11} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$\Theta_{12} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Theta_{12} = 16 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$\Theta_{21} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Theta_{21} = 13 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$\Theta_{22} = 11 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Theta_{22} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$

6. Proračun cjevovoda

Usisni vod

$$q_{mR} = 0.41 \text{ kg/s}$$

-maseni protok

$$\rho_{R,uv} = 34,73 \text{ kg/m}^3$$

-gustoća radne tvari

$$w_{R,uv} = 9 \text{ m/s}$$

-pretpostavljena brzina strujanja u usisnom vodu

Volumni protok radne tvari

$$q_{vR,uv} = q_{mR} / \rho_{R,uv} \quad (6-1)$$

$$q_{vR,uv} = 0.011805 \text{ m}^3/\text{s}$$

Promjer cijevi usisnog voda

$$d_{uv} = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{vR,uv}}{\pi \cdot w_{R,uv}}} \quad (6-2)$$

$$d_{uv} = 0.040877 \text{ m}$$

Odabirem bakrenu cijev Cu Φ 42 x 1.5 mm

Stvarna brzina strujanja u usisnom vodu

$$w_{R,uv} = \frac{4 \cdot q_{vR,uv}}{d_i^2 \cdot \pi} \quad (6-3)$$

$$w_{R,uv} = 9,887357 \text{ m/s}$$

Tlačni vod

$$q_{mR} = 0.41 \text{ kg/s}$$

-maseni protok

$$\rho_{R,tv} = 84.03 \text{ kg/m}^3$$

-gustoća radne tvari

$$w_{R,tv} = 12 \text{ m/s}$$

-pretpostavljena brzina strujanja u tlačnom vodu

Volumni protok radne tvari

$$q_{vR,tv} = q_{mR} / \rho_{R,tv} \quad (6-4)$$

$$q_{vR,tv} = 0.004879 \text{ m}^3/\text{s}$$

Promjer cijevi tlačnog voda

$$d_{tv} = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{vR,tv}}{\pi \cdot w_{R,tv}}} \quad (6-5)$$

$$d_{tv} = 0.022759 \text{ m}$$

Odabirem bakrenu cijev Cu Φ 28x 1.5 mm**Stvarna brzina strujanja u tlačnom vodu**

$$w_{R,tv} = \frac{4 \cdot q_{vR,tv}}{d_t^2 \cdot \pi} \quad (6-6)$$

$$w_{R,tv} = 14,09423 \text{ m/s}$$

Kapljevinski vod

$$q_{mR} = 0.41 \text{ kg/s}$$

-maseni protok

$$\rho_{R,kv} = 926,27 \text{ kg/m}^3$$

-gustoća radne tvari u kapljevinskom vodu

$$w_{R,kv} = 0.85 \text{ m/s}$$

-pretpostavljena brzina strujanja u kapljevinskom vodu

Volumni protok radne tvari

$$q_{vR,kv} = q_{mR} / \rho_{R,kv} \quad (6-7)$$

$$q_{vR,kv} = 0.000443 \text{ m}^3/\text{s}$$

Promjer cijevi kapljevinskog voda

$$d_{kv} = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{vR,kv}}{\pi \cdot w_{R,kv}}} \quad (6-8)$$

$$d_{kv} = 0.025756 \text{ m}$$

Odabirem bakrenu cijev Cu Φ 28 x 1.5 mm**Stvarna brzina strujanja u kapljevinskom vodu**

$$w_{R,kv} = \frac{4 \cdot q_{vR,kv}}{d_{kv}^2 \cdot \pi} \quad (6-9)$$

$$w_{R,kv} = 0.978936 \text{ m/s}$$

7. Ekonomska analiza

Kvalitativna analiza ekonomske isplativosti dvaju izvora toplinske energije provedena je na primjeru završnog rada trgovačkog centra površine 1728 m², učinka grijanja 77 kW, smještenog na području kontinentalne Hrvatske. Kao jedan izvor toplinske energije imamo dizalicu topline voda-voda a kao drugi imamo kotao na lož ulje. Procijenjena je specifična godišnja potrebna toplinska energija podsustava razvoda po površini grijanog prostora 50 kWh/(m² god), što znači da je godišnja potrebna toplinska energija podsustava razvoda za grijanje trgovačkog centra 86 400 kWh/god.

Na temelju maloprodajne cijene termotehničke opreme i cijene izvedbe pojedinih termotehničkih sustava za grijanje procijenjeni su investicijski troškovi različitih sustava grijanja.

Godišnji stupanj djelovanja uljnog kotla procijenjen je na 0.75. Za dizalicu topline voda-voda s crpnim i ponornim bunarima odabran je ventilokonvektorski sustav grijanja s režimom 45/40 °C. Godišnji faktor grijanja dizalice topline voda-voda iznosi 4.73. Uljni sustav pretpostavljam centralno radijatorsko grijanje.

Energetska vrijednost: Lož ulje = 10 kWh/l [19]

Tablica 17 . Parametri energetske analize grijanja stambene zgrade različitim izvorima toplinske energije

ENERGETSKA ANALIZA	Lož ulje	DT voda-voda
Godišnja potrebna toplinska energija za grijanje, kWh	86400	86400
Stupanj djelovanja/godišnji faktor grijanja	0,75	4,73
Utrošena energija, kWh	115200	18266
		18266 kWh
Utrošak energenta	11520 lit	električne energije

Tablica 18. Parametri ekonomske analize grijanja stambene zgrade različitim izvorima toplinske energije

EKONOMSKA ANALIZA	Lož ulje	DT voda-voda
Investicija, kn	250.000,00	450.000,00
Cijena energenta, kn/jed mj.	5,25	0,54/0,31
Cijena energenta, kn/kWh	0,525	0,54/0,31
Pogonski troškovi, kn/god	60.480,00	9.863,00
Faktor anuiteta	0,096	0,096
Trošak kapitala, kn/god	24. 000,00	43.200,00
Troškovi kapitala, pogona i održavanja, kn/god	84.480,00	53.063,00

Napomena*

Cijena energenta, kn/kWh uzeta je za poduzetništvo. [20]

Cijena energenta, kn/jed mj. uzeta je za lož ulje. [19]

Period povrata investicije računamo preko ROI („Return of Investment“):

$$ROI = \frac{\text{razlika u investicijskim troškovima}}{\text{razlika u godišnjoj potrošnji}} = \frac{450000 - 250000}{84480 - 53063} = 6,36 \text{ godina}$$

Dakle sustav s dizalicom topline se isplati nakon 6 i pol godina u odnosu na sustav s kotlom na lož ulje. Dizalica topline troši električnu energiju za pogon kompresora i dviju pumpi, dok kotao koristi energiju koju razvija lož ulje za zagrijavanje tople vode.

Ekonomska analiza je primjenjena samo na sustave u režimu grijanja.

8. Specifikacija opreme

Tablica 19. Specifikacija opreme

Redni broj	Komponenta	Komada
1.	Shell & tube kondenzator, R410a $\Phi = 77 \text{ kW}$, $\Theta_{\text{kond}} = 48 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\Theta_{W1} = 40^{\circ}\text{C}$, $\Theta_{W2} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Broj prolaza: 4 Broj cijevi: 126 Priključci: -za vodu: 42 x 2 mm - ulaz RT: 12 x 1 mm - izlaz RT: 16 x 1 mm	1
2.	Pločasti kompaktni kondenzator, R410a $\Phi = 77 \text{ kW}$, $\Theta_{\text{kond}} = 48 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\Theta_{W1} = 40^{\circ}\text{C}$, $\Theta_{W2} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Broj kanala: 26 Priključci: -za vodu: 42 x 2 mm - ulaz RT: 12 x 1 mm - izlaz RT: 16 x 1 mm	1
3.	Pločasti kompaktni isparivač, R410a $\Phi = 60,7 \text{ kW}$, $\Theta_{\text{isp}} = 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\Theta_{W1} = 11 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Theta_{W2} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ Broj ploča: 170 Priključci: 54,1x2mm	1
4.	Kompresor $P = 20,01 \text{ kW}$ $\Theta_{\text{kond}} = 48 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Theta_{\text{isp}} = 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ Rashladni učinak: 64,5 kW (kao Bitzer GSD80295VA_4)	1

5.	Termo ekspanzijski ventil (kao Danfoss TE 5)	1
6.	Međuizmjenjivač $\Phi_{MI} = 60,7 \text{ kW}$	1
7.	Potopljena pumpa $q_v = 6,1 \text{ m}^3/\text{h}$	1
8.	Pumpa Krug grijanja $q_v = 6,1 \text{ m}^3/\text{h}$	1
9.	Pumpa Krug hlađenja $q_v = 3,1 \text{ m}^3/\text{h}$	1
10.	Bakreni cjevovodi Cu 42x1.5 mm Cu 28x1.5 mm Cu 28x1.5 mm	1 m 1,2 m 1,4 m

9. Zaključak

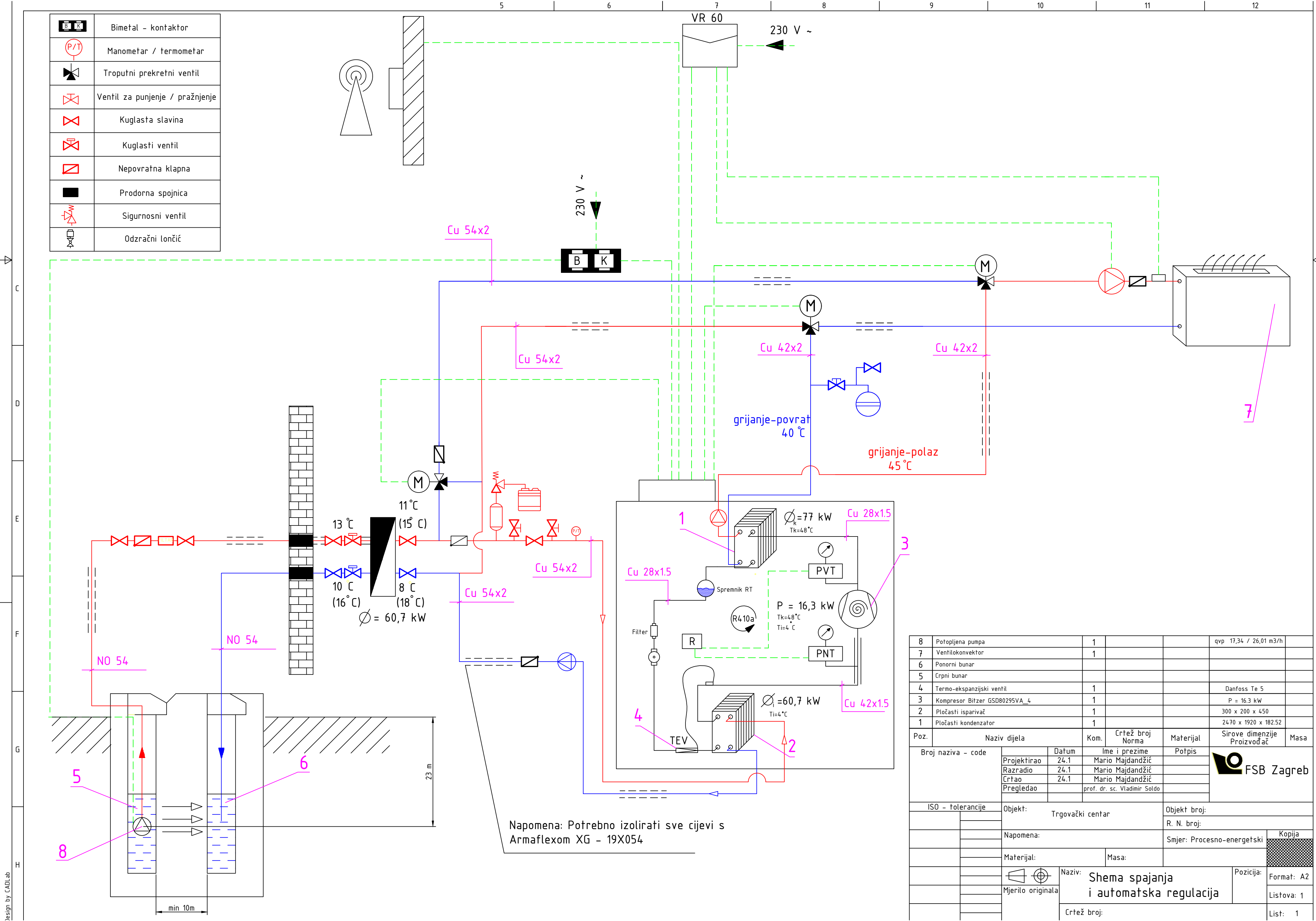
Dizalice topline imaju vrlo važnu ulogu u niskoenergetskim objektima diljem svijeta te su uz ovojnicu ključni za potrošnju električne energije i smanjenje emisije štetnih plinova. Dizalice topline s podzemnom vodom kao toplinskim izvorom su se pokazale kao najstabilnije rješenje od svih dostupnih izvora prvenstveno zbog velike količine vode prilično konstantne temperature neovisno o godišnjem dobu. (13°C)

Na temelju konstrukcijskih parametara trgovačkog centra te pretpostavljenom načinu korištenja izvršen je proračun dizalice topline. Sukladno dobivenim opterećenjima izvršeno je dimenzioniranje elemenata i izbor opreme. Sustav je u potpunosti automatiziran te je osiguran od nepredviđenih radnih uvjeta.

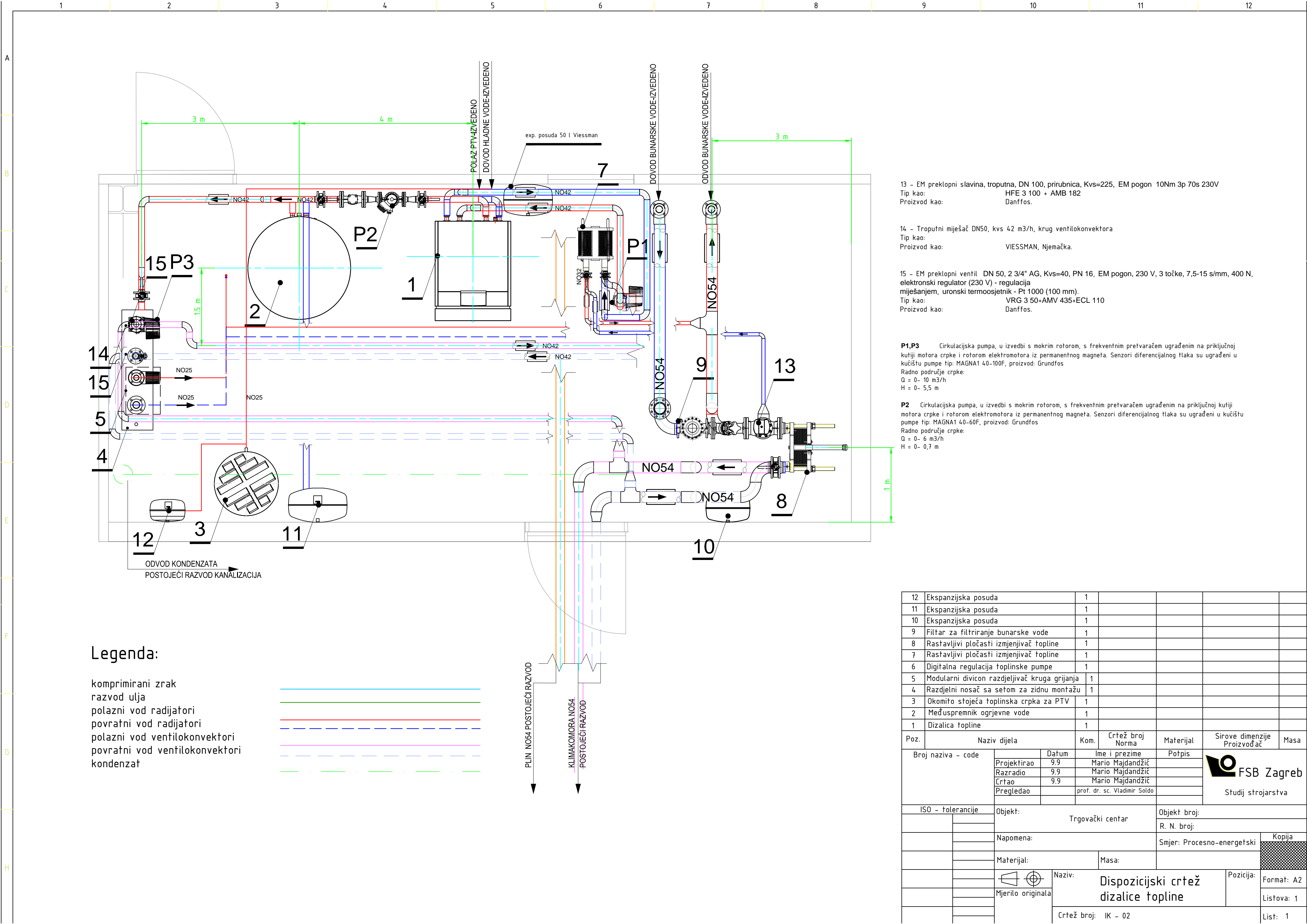
Današnji trendovi novogradnje idu u smjeru niskoenergetskih kuća koji zbog svoje kvalitetne izolacije zahtijevaju vrlo malo toplinske i rashladne energije koju dizalica topline može učinkovito isporučiti te pritom ostvariti velike uštede električne energije.

10. Literatura

- [1] <http://www.klimatizacija.hr/novosti/6-sve,-baS-sve-o-dizalicama-topline/>
- [2] Majdandžić Lj. : „Obnovljivi izvori energije“ Zagreb, 2008
- [3] Soldo V. : „Priručnik za energetska certificiranje zgrada-Poglavlje 9“, Zagreb, 2010
- [4] <http://www.mariterm.hr/QuestionDetails/185/lang/Croatian/Sto-je-to-DIZALICA-TOPLINE.wshtml>
- [5] http://proman.hr/portfolio_category/lagani-regali/
- [6] AutoCAD Tlocrt trgovačkog centra
- [7] www.gradatin.hr/wp-content/uploads/.../Mevatec_29_161-192.pdf
- [8] PRORAČUN RASHLADNIH KAPACITETA POJEDINIHI PROSTORA
- [9] <http://www.fsb.unizg.hr/termolab/nastava/IZ-Proracun%20gubitaka%20topline-v02.pdf>
- [10] <http://www.fsb.unizg.hr/termolab/nastava/IZ-Proracun%20dobitaka%20topline-v03.pdf>
- [11] Ćurko T. : „Radne tvari u tehnici hlađenja“, Zagreb, 2000
- [12] Soldo V, Ćurko T. : Podloge za predavanje „Hlađenje i dizalice topline“, Zagreb, 2011
- [13] Ciconkov R. : „Refrigeration solved examples“, Skopje, 2001
- [14] Halasz B, Galović A, Boras I. : „Toplinske tablice“, Zagreb, 2007
- [15] Završni rad Tomislav Hanžek
- [16] B. Kraut , *Strojarski priručnik*, Tehnička knjiga, Zagreb, 1988.
- [17] Galović A. : „Termodinamika II“, Zagreb, 2008
- [18] <https://www.fsb.unizg.hr/termolab/nastava/IZ-Proracun%20gubitaka%20topline-v02.pdf>
- [19] <http://www.peletgrupa.hr/peleti.html>
- [20] <http://www.hep.hr/ods/kupci/poduzetnistvo.aspx>



8	Potopljena pumpa	1			qvp 17,34 / 26,01 m3/h		
7	Ventilokonvektor	1					
6	Ponorni bunar						
5	Crpni bunar						
4	Termo-ekspanzijski ventil	1			Danfoss Te 5		
3	Kompresor Bitzer GSD80295VA_4	1			P ≈ 16.3 kW		
2	Pločasti isparivač	1			300 x 200 x 450		
1	Pločasti kondenzator	1			2470 x 1920 x 182.52		
Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva – code			Datum	Ime i prezime		Potpis	 FSB Zagreb
		Projektirao	24.1	Mario Majdandžić			
		Razradio	24.1	Mario Majdandžić			
		Crtao	24.1	Mario Majdandžić			
		Pregledao		prof. dr. sc. Vladimir Soldo			
ISO – tolerancije		Objekt: Trgovački centar			Objekt broj:		
					R. N. broj:		
		Napomena:			Smjer: Procesno-energetski		Kopija
		Materijal:		Masa:			
					Naziv: Shema spajanja i automatska regulacija		Pozicija: Format: A2
		Mjerilo originala					Listova: 1
		Crtež broj:					List: 1



Legenda:

komprimirani zrak
razvod ulja
polazni vod radijatori
povratni vod radijatori
polazni vod ventilokonvektori
povratni vod ventilokonvektori
kondenzat

